



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## OPTIMALIZACE ULOŽENÍ LOŽISEK PŘEVODOVKY DOMÍCHÁVAČE

OPTIMIZATION OF MIXER TRUCK GEARBOX BEARING ARRANGEMENTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ GÓRNISIEWICZ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. LIBOR NOHÁL

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Tomáš Górnisiewicz

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače**

v anglickém jazyce:

### **Optimization of mixer truck gearbox bearing arrangements**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je analýza uložení původní převodovky, rešerše konstrukčních řešení převodovek domíchávačů a následná optimalizace uložení převodovky vzhledem k její požadované životnosti. Součástí práce je i návrh geometrie hlavního ložiska.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Metody
5. Výsledky
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení

Typ práce: teoretická; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: publikace; Projekt: MPO - TIP

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků)

Zásady pro vypracování práce:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2015.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf)

Šablona práce: [http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK\\_sablona\\_praci.zip](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip)

Seznam odborné literatury:

1) SHIGLEY, J. E, MISCHKE, Ch. R, BUDYNAS, R. G. KONSTRUOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ. VUTÍUM, 2008. 1300 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

TŮMOVÁ, Gabriela. Planetary gear sets in automotive transmissions. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011, 88 s. ISBN 978-80-01-04795-8.

2) HARRIS, T. A and KOTZALAS M. N., Advanced Concepts of Bearing Technology, Fifth edition, Taylor & Francis, 2006.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Libor Nohál

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 16.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

---

## ABSTRAKT

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací ložisek v převodovce pro domíchávač. Převodovka je důležitou komponentou autodomíchávače, jelikož slouží k pohonu a uložení bubnu. Hlavní pozornost je v této práci věnována návrhu a optimalizaci geometrie ložiska výstupní hřídele, což je klíčová a nejvíce zatížená komponenta převodovky. Ložisko bylo navrhováno při uvažování dvou základních kritérií – dynamické radiální únosnosti a kontaktního napětí v kontaktu valivého elementu a oběžných drah. Byl sestaven optimalizační algoritmus, pomocí kterého lze na základě standardního ložiska ve dvou fázích navrhnout nové ložisko, jež je specializováno pro uložení výstupního hřídele v převodovce pro domíchávač.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Domíchávač, planetová převodovka, ložisko, optimalizace, dynamická únosnost, kontaktní napětí, fmincon

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with a design and optimization of mixer truck gearbox bearing arrangements. The gearbox is an important part of mixer truck. Major emphasis is put on design of main bearing which is a key component of the gearbox because of high load applied on it. Two basic criterions were considered in main bearing design – dynamic radial load capacity and contact stress in contact of roller and raceways. Developed two-stage optimizing algorithm is based on standard bearing and allows to design new bearing which is specialized for carrying output shaft of mixer truck gearbox.

## KEY WORDS

Truck mixer, planetary gearbox, bearing, optimization, dynamic load capacity, contact stress, fmincon

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GÓRNIŚIEWICZ, T. *Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Libor Nohál.

---



---

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Libora Nohála a uvedl v seznamu zdrojů všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 29. května 2015

.....

vlastnoruční podpis autora

---





---

## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl velmi poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Liboru Nohálovi, především za jeho odborné vedení, cenné rady, ochotu a čas, který mi při řešení práce věnoval. Dále bych rád poděkoval firmě ZKL a jejím zaměstnancům, zejména Ing. Martinu Zbožínkovi, za pomoc a technickou podporu při realizaci tohoto projektu. Mé poděkování patří také Ing. Zdeňku Neusserovi, Ph.D., Ing. Lukáši Kokrdovi a RNDr. Pavlu Popelovi, Ph.D. za odborné rady při tvorbě optimalizačního algoritmu.

V neposlední řadě děkuji mé přítelkyni a rodičům za podporu a trpělivost při řešení této práce i po celou dobu studia.

---



## OBSAH

<b>ÚVOD</b>	<b>13</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>14</b>
1.1 Konstrukce autodomíchávače betonu	14
1.1.1 Uložení a pohon bubnu	14
1.1.2 Silové poměry v uložení bubnu	16
1.1.3 Vliv provozních podmínek na zatížení převodovky	17
1.1.4 Požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu	19
1.2 Převodovky s vysokým převodovým poměrem	20
1.2.1 Harmonické převodovky	20
1.2.2 Cykloidní převodovky	21
1.2.3 Planetové převodovky	22
1.3 Ložiska používaná v převodovkách pro domíchávače	24
1.3.1 Charakteristika a rozdělení valivých ložisek	25
1.3.2 Kuličková ložiska	26
1.3.3 Válečková ložiska	29
1.3.4 Soudečková ložiska	30
1.3.5 Kuželíková ložiska	32
1.4 Konstrukční uspořádání převodovky domíchávače	33
1.4.1 Převodový mechanismus	34
1.4.2 Uložení výstupního hřídele	35
1.4.3 Konstrukce hlavního ložiska	36
1.4.4 Uložení vstupního hřídele a satelitů	37
1.4.5 Vybrané konstrukce převodovek pro domíchávače	38
1.5 Základní možnosti optimalizace	41
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>42</b>
2.1 Analýza problému	42
2.2 Cíl práce	42
2.3 Odůvodnění nutnosti a potřeby řešení	43
<b>3 METODY</b>	<b>44</b>
3.1 Metodický přístup k řešení	44
3.2 Analýza převodovky pro kubaturu 6 m <sup>3</sup>	45
3.2.1 Popis předložené převodovky a použitého uložení	45
3.2.2 Předpoklady výpočtu a zavedená zjednodušení	46
3.3 Analýza silových poměrů v převodovce pro kubaturu 10 m <sup>3</sup>	48
3.3.1 Popis předložené převodovky	48
3.4 Návrh ložisek vstupního hřídele a satelitů	49
3.5 Návrh a optimalizace hlavního ložiska	50
3.5.1 Volba typu ložiska	50
3.5.2 Návrh vnitřní geometrie ložiska z hlediska dynamické únosnosti	51
3.5.3 Optimalizace vnitřní geometrie z hlediska kontaktního napětí	52
3.5.4 Postup při návrhu konstrukčních variant	55
3.6 Analytický výpočet kontaktního napětí	55
3.7 Výpočet kontaktního napětí pomocí MKP	55
3.7.1 Globální model ložiska	56
3.7.2 Lokální model ložiska	57
<b>4 VÝSLEDKY</b>	<b>58</b>

4.1	Analýza převodovky pro kubaturu 6 m <sup>3</sup>	58
4.2	Analýza silových poměrů v převodovce pro 10 m <sup>3</sup>	59
4.3	Návrh a kontrola ložisek vstupního hřídele a satelitů	59
4.4	Návrh hlavního ložiska z hlediska radiální únosnosti	60
4.4.1	Sestavení optimalizačního algoritmu	60
4.4.2	Výsledky optimalizace	68
4.5	Optimalizace hlavního ložiska z hlediska přimknutí	70
4.5.1	Sestavení optimalizačního algoritmu	70
4.5.2	Výsledky optimalizace přimknutí	76
4.6	Rozšíření vnějšího kroužku hlavního ložiska	77
4.7	Návrh konstrukčních variant hlavního ložiska	78
4.8	Výpočet kontaktního napětí v hlavním ložisku	78
<b>5</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>80</b>
5.1	Posouzení návrhu ložisek satelitů a vstupního hřídele	80
5.2	Posouzení návrhu hlavního ložiska	80
	<b>ZÁVĚR</b>	<b>82</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>83</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>86</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	<b>88</b>
	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>90</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>91</b>
	<b>PŘÍLOHY</b>	<b>92</b>

## ÚVOD

---

Beton patří k základním stavebním materiálům a je používán téměř na všech staveništích. Vyrábí se v betonárnách, odkud je pak dopravován na staveniště. Při dopravě je nezbytné beton neustále míchat, aby nedošlo k jeho ztuhnutí. Za tímto účelem byly vyvinuty transportní domíchávače betonu, tzv. autodomíchávače, které zajišťují jeho dopravu z betonárny na staveniště.

Jednou z klíčových částí celého domíchávače je převodovka pohonu bubnu. Ta přenáší točivý moment hnacího stroje na buben a zároveň slouží k jeho uložení. Na převodovku je kladeno několik požadavků. Mezi nejdůležitější patří vysoký převodový poměr, schopnost přenášet vysoký krouticí moment a zatížení vyvozená tíhou bubnu s náplní. Specifickým požadavkem je naklopitelnost výstupního hřídele. Ta je nezbytná pro přenesení vyklopení osy bubnu vlivem elastické deformace rámu vozidla, např. při přejezdu nerovností. Klíčovou a nejvíce zatíženou komponentou převodovky je ložisko výstupního hřídele, tzv. hlavní ložisko, jenž zachytává zatížení od bubnu a náplně. Hlavní ložisko proto musí mít vysokou dynamickou únosnost a musí umožňovat naklopení hřídele. To vše při velmi nízké frekvenci otáčení, přibližně  $15 \text{ min}^{-1}$ .

V současné době se v této aplikaci používají výhradně planetové převodovky se dvěma či třemi převodovými stupni. Uložení ozubených kol a hřídelů bývají valivá. Hlavní ložiska mohou být trojího typu – buďto dvouřadá soudečková, nebo dvouřadá kuželíková, anebo dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem. Tato ložiska se zpravidla navrhují ve velmi malých sériích přesně podle potřeb a přání konkrétního zákazníka.

V posledních několika letech došlo na trhu s autodomíchávači k výrazné změně preferencí zákazníků. Prodeje dříve nejrozšířenější kategorie domíchávačů s bubny o objemu nad  $18 \text{ m}^3$  klesají a naproti tomu je zaznamenáván rychle rostoucí zájem zákazníků o domíchávače malé a střední kategorie s objemem bubnu (6 až  $12 \text{ m}^3$ ). Výrobci domíchávačů, převodovek i ložisek musí na tuto změnu rychle reagovat a rozšířit svůj sortiment v této kategorii.

Náplní této diplomové práce je návrh uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol v převodovce pro buben o objemu (10 až  $12 \text{ m}^3$ ), která je v současnosti vyvíjena předním evropským výrobcem. Uložení pro tuto převodovku bude navrženo s ohledem na jeho požadovanou trvanlivost. Hlavním cílem této práce je návrh hlavního ložiska pro použití v této převodovce. Při návrhu zmíněných uložení bude vycházeno z konstrukce již existující převodovky pro kubaturu  $6 \text{ m}^3$ . Návrh hlavního ložiska se bude zakládat na konstrukci ložiska výstupního hřídele v převodovce pro  $6 \text{ m}^3$ , přičemž bude využito optimalizačních metod. Při optimalizaci budou uvažována dvě základní kritéria – dynamická radiální únosnost ložiska a kontaktní napětí ve v kontaktu valivých elementů a oběžných drah. Diplomová práce je řešena ve spolupráci se společností ZKL Group, a.s. a předním evropským výrobcem převodovek pro domíchávače.

## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 1.1 Konstrukce autodomíchávače betonu

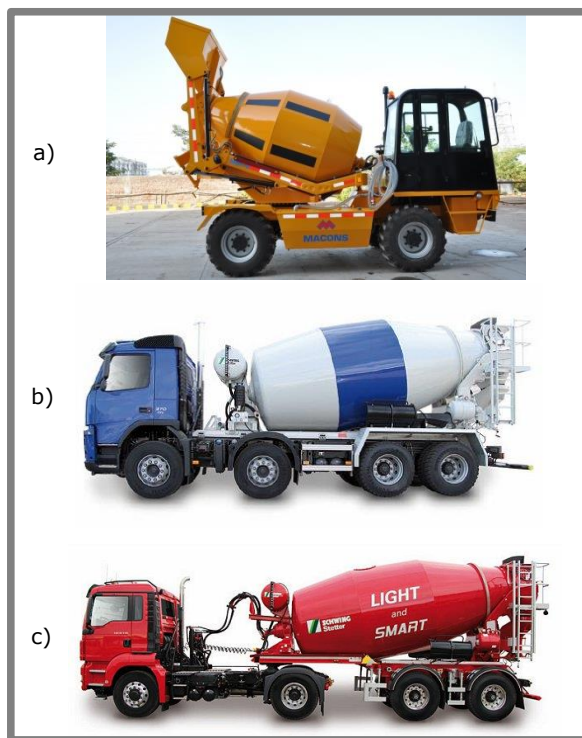
Autodomíchávače se rozdělují zpravidla podle umístění bubnu. Podle tohoto kritéria rozeznáváme tři základní typy autodomíchávačů:

- kompaktní autodomíchávače,
- autodomíchávače s nástavbou na podvozku vozidla,
- autodomíchávače s nástavbou na návěsu [1].

V případě kompaktního domíchávače je buben umístěn na nástavbě, která je integrální součástí vozidla. Toto řešení se používá zpravidla pro bubny o objemu do  $5 \text{ m}^3$ . Příklad kompaktního domíchávače je ukázán na obr. 1-1a.[1]

U druhého typu domíchávače je buben umístěn na nástavbě montované na podvozek standardního nákladního automobilu, viz obr. 1-1b. Rozdíl oproti kompaktnímu domíchávači spočívá v modularitě celého autodomíchávače – nástavba s bubnem se prodává samostatně a lze ji namontovat na podvozky různých výrobců nákladních vozidel. Tento typ autodomíchávače je v současnosti nejpoužívanější a na trhu také nejvíce žádaný. Objem bubnu se u tohoto uspořádání pohybuje v rozmezí ( $6$  až  $16$ )  $\text{m}^3$  [2].

Třetí typ domíchávače je určen pro bubny o objemu ( $12$  až  $22$ )  $\text{m}^3$ . Nástavba s bubnem je zde uložena na návěsu zapřáhnutém za tahač, jak je vidět na obr. 1-1c [1].



Obr. 1-1 Základní typy autodomíchávačů [2], [3]

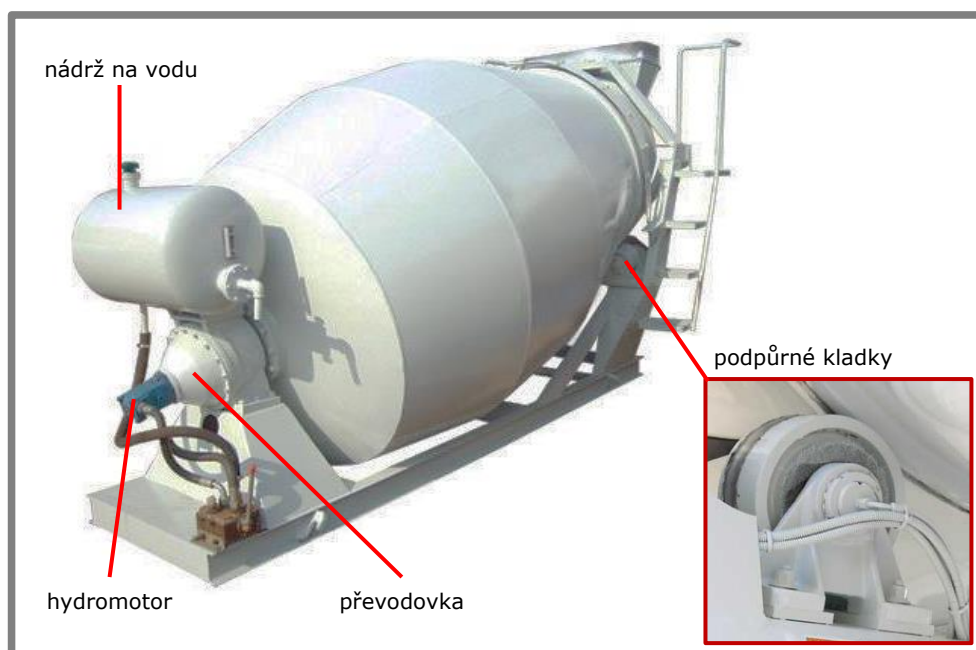
#### 1.1.1 Uložení a pohon bubnu

Uložení bubnu na nástavbě je provedeno pomocí dvou podpůrných kladek na násypném konci bubnu, zatímco na uzavřeném konci je buben montován přímo na

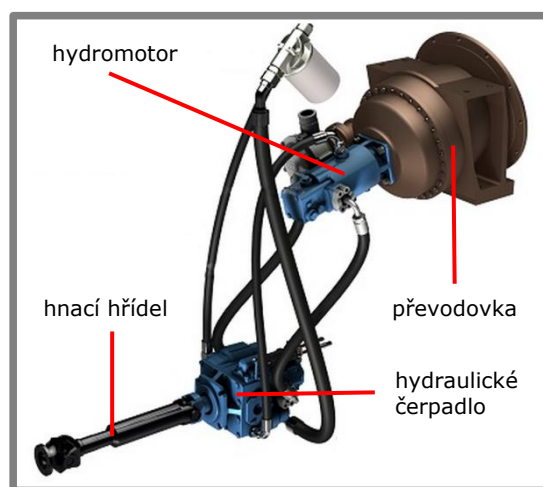
výstupní přírubu převodovky, viz obr. 1-2 a obr. 1-3. Převodovka tak kromě pohonu bubnu slouží i k jeho uložení.

Pohon bubnu zajišťuje hydromotor montovaný přímo na převodovku s výstupními otáčkami v rozmezí obvykle  $(1\,100 \div 3\,000) \text{ min}^{-1}$ . Potřebný tlak v hydraulickém systému vyvíjí hydraulické axiální čerpadlo poháněné buďto pohonnou jednotkou vozidla, nebo separátním spalovacím motorem o výkonu  $(30 \div 90) \text{ kW}$  podle objemu bubnu, umístěným na nástavbě. Součástí hydraulického systému je také nádrž na vodu o objemu okolo 400 l. Pohonný systém bubnu je vyobrazen na obr. 1-3 a některé jeho části lze vidět i na obr. 1-2 [2], [4] – [9].

Pokud je hydraulické čerpadlo poháněno pohonnou jednotkou vozidla, je nutné, aby byl celý hydraulický systém vybaven regulací. Důvodem jsou neustále se měnící otáčky motoru při jízdě. Regulováním tlaku v hydromotoru se dosahuje konstantních otáček bubnu. Pohonný systém musí být dále schopen reverzace, jelikož vyprazdňování bubnu se provádí změnou smyslu otáčení hydromotoru [10].



Obr. 1-2 Nástavba autodomíchávače [11], [12]

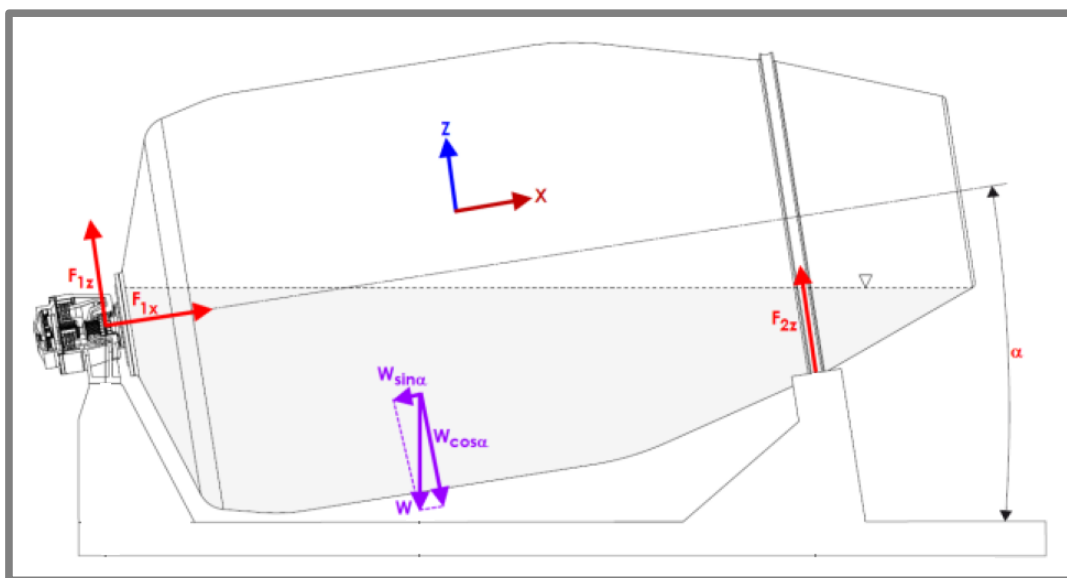


Obr. 1-3 Hydraulický pohonný systém bubnu [10]

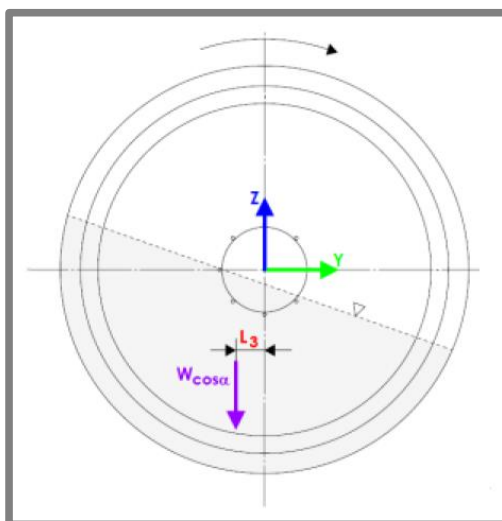
### 1.1.2 Silové poměry v uložení bubnu

Silové poměry v uložení bubnu jsou znázorněny na Obr. 1-4 a Obr. 1-5. Tíhová síla vyvozená tíhou bubnu a betonu je reprezentována fialovou barvou a písmenem  $W$ . Za povšimnutí stojí působíště této síly, které je posunuté mimo vertikální osu symetrie bubnu. Příčinou je nahromadění betonu na jednu stranu vlivem otáčení bubnu. Hladina betonu je vyznačena přerušovanou čarou a jak je z obrázků patrné, objem betonu dosahuje (50 až 60) % objemu bubnu. Tento poměr plnění je obvyklý u bubnů všech velikostí [13].

Proti tíhové síle působí reakční síly v podpůrných kladkách a v převodovce. Zatímco kladky přenášejí pouze radiální zatížení ( $F_{2z}$ ), převodovka zachytává radiální i axiální síly ( $F_{1z}$ ,  $F_{1x}$ ). Pro síly  $F_{1z}$  a  $F_{1x}$  obecně platí, že axiální síla je výrazně menší, než radiální síla. Velikost těchto sil je klíčová pro návrh převodovky a ložiska výstupního hřídele. Výpočet zatížení ložiska výstupního hřídele je podrobněji popsán v následující kapitole [13].



Obr. 1-4 Silové poměry v uložení bubnu v rovině  $xz$  [13]



Obr. 1-5 Silové poměry v uložení bubnu v rovině  $zy$  [13]



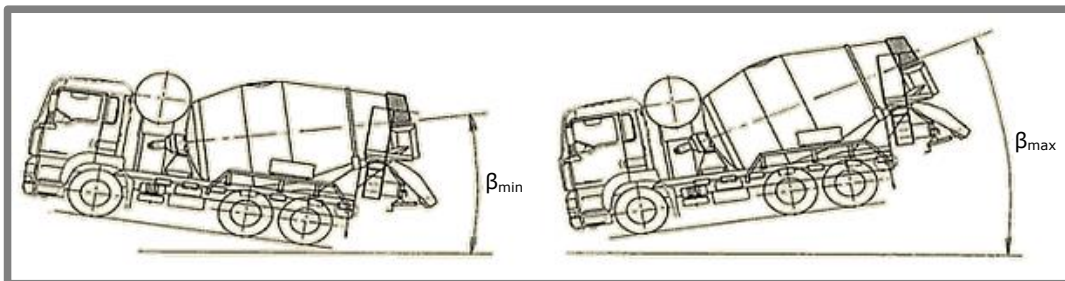
### 1.1.3 Vliv provozních podmínek na zatížení převodovky

Při návrhu převodovky a volbě ložisek je potřeba brát v úvahu všechny podstatné faktory, které na převodovku působí při provozu a které ovlivňují velikost jejího zatížení. Nejvýznamnější faktory ovlivňující zatížení převodovky domíchávače jsou tyto:

- objem bubnu,
- sklon osy bubnu,
- rázy při přejezdu nerovností,
- vyklopení bubnu ze jmenovité polohy osy v převodovce [14].

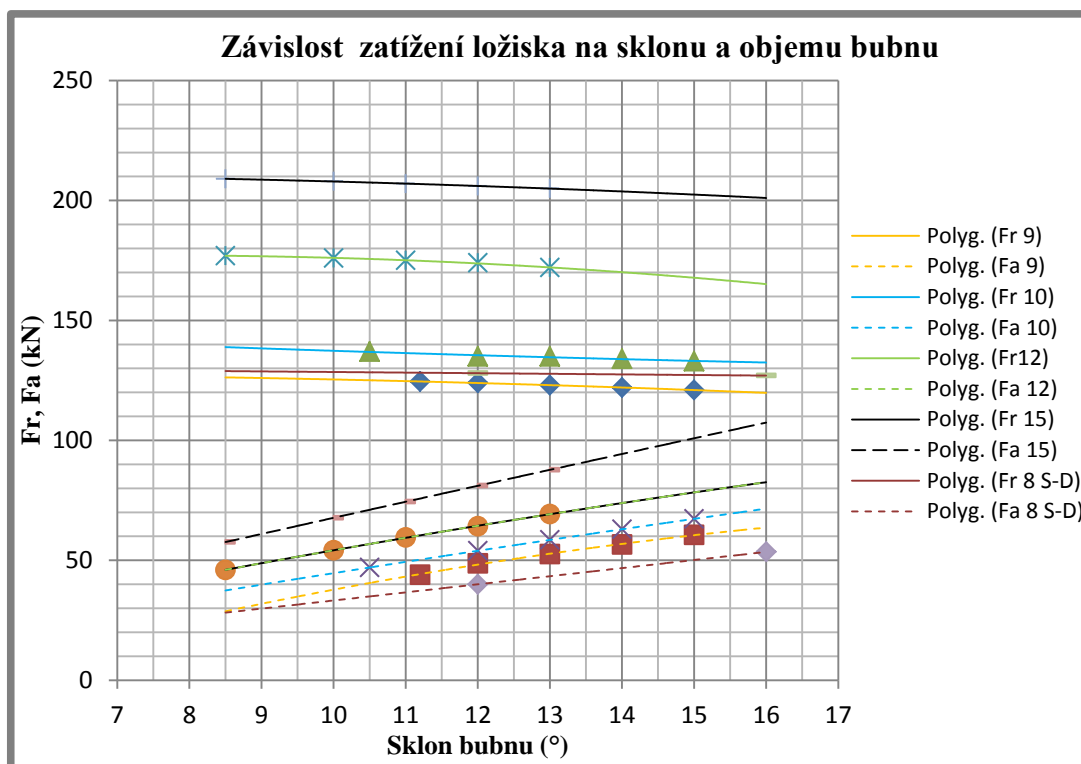
**Objem bubnu** má rozhodující vliv na silové poměry v ozubeném soukolí převodovky. Čím větší je objem bubnu, tím větší musí být výkon hnacího motoru. S tím je spojen větší točivý moment a tím pádem i větší síly působící v ozubení. Objem bubnu ovlivňuje také zatížení ložiska výstupního hřídele, které zachytává axiální a část radiální síly vyvozené tíhou bubnu a jeho náplně, jak bylo vysvětleno v předchozí kapitole. Se zvětšujícím se objemem bubnu samozřejmě roste axiální i radiální zatížení tohoto ložiska [13], [14].

**Sklon osy bubnu** má významný vliv na poměr axiální a radiální síly působící na uložení výstupního hřídele. Celkový úhel, pod kterým je osa bubnu skloněna, je dán součtem sklonu bubnu vůči nástavbě (úhel  $\alpha$  na Obr. 1-4) a sklonem vozovky, po které se domíchávač pohybuje. Úhel  $\alpha$  se u současných převodovek pohybuje v rozsahu  $(0 \div 15)^\circ$  [4]–[8], [15], [16]. Jak je zřejmé z Obr. 1-6, celkový sklon osy bubnu (úhel  $\beta$ ) se zmenšuje při jízdě do kopce a zvětšuje při jízdě z kopce. S rostoucím úhlem sklonu  $\beta$  klesá radiální zatížení ložiska výstupního hřídele a zároveň roste jeho axiální zatížení. Při jízdě do kopce, tedy zmenšování úhlu  $\beta$ , je tomu naopak [14].



Obr. 1-6 Celkový sklon bubnu při jízdě do kopce a z kopce [14]

Vliv objemu bubnu a sklonu bubnu je patrný z Obr. 1-7, ukazujícího závislost radiálního ( $F_r$ ) a axiálního ( $F_a$ ) zatížení hlavního ložiska na objemu a sklonu bubnu. Studie je provedena pro objemy bubnů  $8 \text{ m}^3$ ,  $9 \text{ m}^3$ ,  $10 \text{ m}^3$ ,  $12 \text{ m}^3$  a  $15 \text{ m}^3$  a sklon bubnu  $(8,5 \div 16)^\circ$  [14].



Obr. 1-7 Závislost zatížení výstupního ložiska na objemu a sklonu bubnu [14]

Téměř samozřejmým činitelem ovlivňujícím zatížení jsou **rázy** vznikající při jízdě domíchávače po nerovném povrchu. To je u domíchávače relativně častým jevem, jelikož se velkou část provozní doby pohybuje po staveništi, kde bývá terén velmi zvlněný.

Posledním faktorem majícím významný vliv na zatížení převodovky jsou tzv. **náhodná vyklopení** bubnu ze jmenovité polohy osy v převodovce. Tato vyklopení jsou způsobena elastickou deformací podvozku domíchávače při přejezdu nerovností. Aby bylo možné absorbovat náhodná vyklopení bubnu, výstupní hřídel převodovky musí být naklopitelný, nebo musí být celá převodovka uložena na otočném čepu [14].

### Stanovení zatížení ložiska výstupního hřídele

Výpočet sil působících na ložisko výstupního hřídele vychází ze silových poměrů popsanych v kap. 1.1.2. Z rovnic statické rovnováhy pro Obr. 1-4 a Obr. 1-5 se spočítá statické zatížení ložiska. Do takto vypočteného zatížení je pak nutné zahrnout dynamické vlivy popsané výše. Je také potřeba vzít v úvahu režimy, ve kterých je převodovka provozována. Ty zahrnují např. plnění bubnu v betonárce, různé fáze míchání betonové směsi, vyprazdňování bubnu na staveništi, cestu zpět do betonárky, atd. V každém provozním režimu má ložisko různé otáčky a působí na něj různě velké síly. Způsob, jakým je určeno zatížení v každém režimu a jak jsou v něm zohledněny popsané dynamické vlivy, je výrobcí převodovek utajován, jelikož patří k jejich „know-how“.

Vypočítané hodnoty zatížení, otáček a časového podílu pro každý provozní režim jsou pak shrnuty do tzv. zatěžovacího spektra. Příklad zatěžovacího spektra pro převodovku firmy ZTS Sabinov určenou pro buben o objemu 12 m<sup>3</sup> je uveden v

Tab. 1-1. Z hodnot v této tabulce jsou pak spočteny vážené průměry zatížení a otáček, které se pak používají při návrhu ložisek hřídelů ozubených kol v převodovce. Vážené průměry pro Tab. 1-1 jsou uvedeny v Tab. 1-2.

**Tab. 1-1** Zatěžovací spektrum převodovky pro bubnu o objemu 12 m<sup>3</sup> [18]

Zatěžovací případ	Radiální zatížení (kN)	Axiální zatížení (kN)	Otáčky bubnu (min <sup>-1</sup> )	Časový podíl (%)
1	245	63	14	4,90
2	187	47	14	16,70
3	218	63	4	28,80
4	225	73	4	0,40
5	396	85	4	0,40
6	160	60	-12	4,20
7	121	47	-12	14,80
8	17	5	0	29,00
9	17	7	0	0,60
10	789	91	1	0,05
11	667	144	1	0,05
12	609	117	1	0,05

**Tab. 1-2** Vážený průměr hodnot zatížení a otáček [18]

F <sub>1z</sub>	F <sub>1x</sub>	Otáčky bubnu
(kN)	(kN)	(min <sup>-1</sup> )
189	54	6,5

#### 1.1.4 Požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu

1.1.4

Na základě silových poměrů v uložení bubnu a vlivů, které na převodovku při provozu působí, lze shrnout tyto základní požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu domíchávače:

- kompaktní rozměry,
- vysoký převodový poměr převodového mechanismu,
- schopnost přenést vysoké zatížení,
- naklopitelný výstupní hřídel,
- trvanlivost 10 000 h.

Kompaktní rozměry převodovky jsou požadovány z důvodu omezeného zástavbového prostoru v nástavbě domíchávače. Vysoký převodový poměr je nutný vzhledem k výraznému rozdílu mezi otáčkami hnacího hydromotoru a otáčkami bubnu, které zpravidla dosahují hodnot menších než 25 min<sup>-1</sup> [4], [7], [15]–[17]. Jak je vidět např. z Tab. 1-1, na převodovku působí vysoké zatížení vyvozené především tíhou bubnu s náplní. Na toto zatížení musí být dimenzováno ozubení i uložení

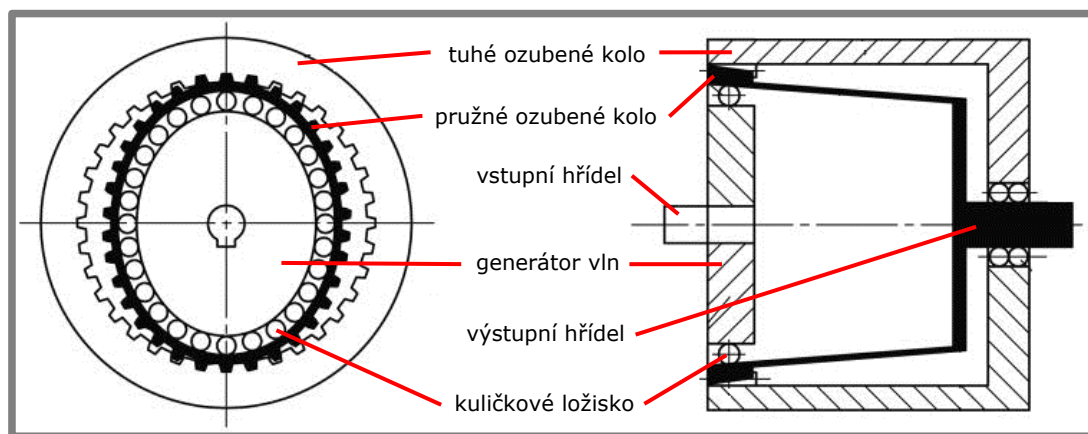
ozubených kol a hřídelů. Dále je nutné zajistit naklopitelnost výstupního hřídele, aby převodovka byla schopna absorbovat tzv. náhodná vyklopení osy bubnu z její jmenovité polohy. Ta dosahují hodnoty až  $\pm 6^\circ$ . Trvanlivost, na kterou se převodovky pro domíchávače navrhují je zpravidla 10 000 h [18].

## 1.2 Převodovky s vysokým převodovým poměrem

Cílem této kapitoly je vytvořit základní přehled převodovek s velmi vysokým převodovým poměrem, které by přicházely v úvahu pro použití v převodovce pro pohon bubnu. Zhodnocení vhodnosti jejich použití pro pohon bubnu domíchávače proběhne v kap. 1.4.1.

### 1.2.1 Harmonické převodovky

V harmonické převodovce je krouticí moment přenášen pomocí deformace jednoho z ozubených kol. Schéma jednoduchého harmonického převodu je znázorněno na Obr. 1-8.



Obr. 1-8 Schéma harmonické převodovky [19]

Tuhé ozubené kolo má menší průměr než pružné ozubené kolo. Tuhé kolo má zpravidla o 2 až 5 zubů více než pružné kolo. Do menšího (pružného) ozubeného kola je vložen generátor vln, který je zpravidla, stejně jako na Obr. 1-8, tvořen vačkou. Často se používají také kotoučové generátory se třemi i více kotouči [20]. Z obrázku je patrné, že generátor vln má větší rozměr než je průměr pružného kola, proto se kolo deformuje přibližně do eliptického tvaru a jeho zuby zapadají do zubových mezer tuhého ozubeného kola v místě hlavní eliptické osy [21]. Otáčením vačky se pružné kolo deformuje stále v jiných místech, čímž generátor vln při otáčení vyvolává deformační vlnu. Z tohoto důvodu se harmonické převodovky nazývají též převodovkami vlnovými. Generátor zde vytváří dvě vlny během jedné otáčky okolo osy. Při použití unášedce se třemi kotouči se vytvářejí vlny tři. Kterékoli z obou ozubených kol může být kolem hnaným, případně stojícím. Generátor vln však nemůže být naháněný, protože by vznikl samosvorný mechanismus [20].

Hlavní výhodou harmonických převodovek oproti klasickým převodovkám je jejich schopnost dosáhnout vysokého převodového poměru. Je-li pružné ozubené

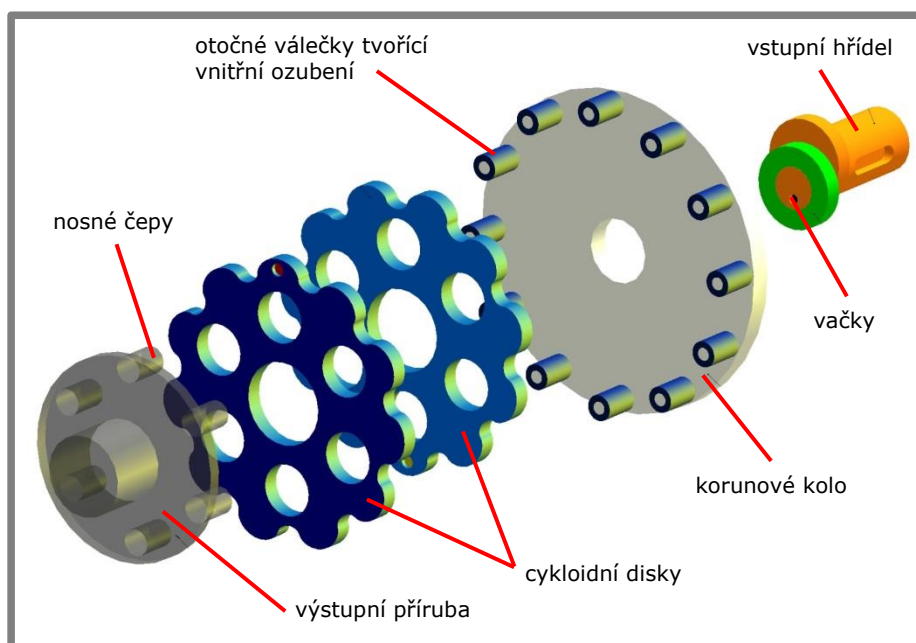
kolo vyrobeno z oceli, lze v jednom převodovém stupni realizovat převodový poměr  $60 \div 300$ . Díky tomu, že se takto vysokých převodových poměrů dosahuje pouze třemi základními prvky, mají harmonické převodovky výrazně menší rozměry a hmotnost, než je tomu u klasických převodovek [21]. Další výhodou je vysoká kinematická přesnost vlnových převodů vyplývající z toho, že v záběru je současně větší počet zubů [20].

Nevýhodou harmonických převodovek představuje jejich nižší účinnost, která při převodovém poměru v rozmezí  $(50 \div 150)$  bývá (80 až 90) %. Dalším negativem je relativně vysoká cena daná náročnou výrobou pružného ozubeného kola [20].

### 1.2.2 Cykloidní převodovky

1.2.2

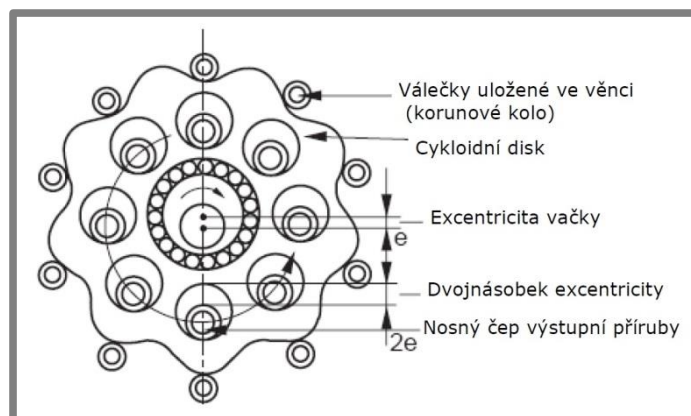
Hlavní součásti cykloidního převodu jsou ukázány na obr. 1-9. Satelitní kola jsou u cykloidního převodu nahrazena dvěma disky s cykloidním ozubením a s vyvrtanými otvory rozmístěnými rovnoměrně na kružnici. Unášec je realizován vačkami, jejichž excentricita je shodná s ramenem původního unášče. Pevné korunové kolo má vnitřní ozubení kruhového tvaru, které je tvořeno válečky otočnými na čepech a pevně uchycenými na korunovém kole – viz obr. 1-9 a obr. 1-10 [20], [22].



Obr. 1-9 Základní části cykloidního převodu [22]

Excentry jsou navzájem přesazeny o  $180^\circ$  a tvoří jeden celek s vstupním hřídelem. Při otáčení hnacího hřídele se obě excentrické vačky pohybují po kružnici o poloměru rovném jejich excentricitě. Na excentrech jsou za použití valivých ložisek uloženy cykloidní disky, které jsou navzájem přesazeny rovněž o  $180^\circ$ . Pohyb vaček způsobuje odvalování cykloidních disků po vnitřním ozubení korunového kola tvořeného válečky. Při odvalování disků po korunovém kole rotují páry jejich protilehlých otvorů kolem své společné osy a zároveň se také otáčejí s celým diskem. Ve společné ose protilehlých otvorů jsou umístěny unášecí čepy zalisované do výstupní příruby. Na čepech jsou volně otočně uloženy válečky, aby se snížilo tření v záběru tohoto ozubení. Tímto způsobem se přenáší složený pohyb

cykloidních disků na rotační pohyb výstupního hřídele. Jak již bylo řečeno, cykloidní disky musí být navzájem přesazeny přesně o  $180^\circ$ , aby se jejich otvory překrývaly vždy o dvojnásobek excentricity vaček a byl tak mezi nimi prostor pro unášecí čep výstupní příruby, jak je naznačeno na obr. 1-10 [20], [22].



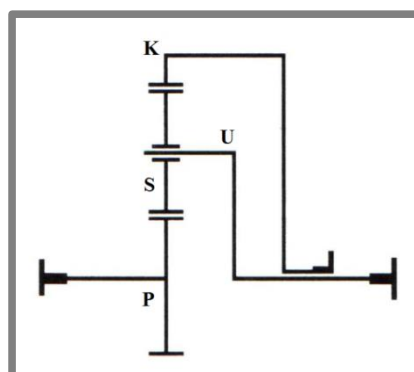
Obr. 1-10 Schéma cykloidního převodu [22]

Hlavní výhodou cykloidních převodů je velmi vysoký převodový poměr, kterého je dosahováno při velmi kompaktních rozměrech převodovky. V jednostupňovém provedení bývá převodový poměr ( $9 \div 85$ ), při dvoustupňovém ( $81 \div 6\,035$ ) a při třístupňovém ( $729 \div 428\,485$ ). Vlivem použití dvou cykloidních kotoučů přesazených o  $180^\circ$  dochází k záběru ve dvou protilehlých místech, díky čemuž se tyto převodovky vyznačují plynulým a velmi přesným chodem při vysoké účinnosti dosahující až 98 % [20].

Nevýhodou cykloidních převodovek je zejména jejich větší výrobní náročnost oproti planetovým mechanismům a tím pádem i vyšší cena.

### 1.2.3 Planetové převodovky

Základní schéma planetového mechanismu je ukázáno na obr. 1-11 a má tyto hlavní části: centrální kolo (P), unášec satelitů (U), satelity (S) a korunové kolo (K). Satelity bývají 2 až 4, jsou uloženy mezi centrální kolo a korunové kolo a neseny krátkými hřídeli spojenými s unáščem [21]. Osy satelitů konají krouživý pohyb okolo centrální osy převodu. Satelity otočně uložené na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový. Centrální osou planetového převodu se rozumí přímka proložená osami vstupního a výstupního hřídele, které jsou vždy koaxiální [23].



Obr. 1-11 Schéma planetového mechanismu [24]



Centrální kolo, korunové kolo a unášec satelitů mají své hřídele, na které je možno výkon přivádět, nebo z nich odvádět. Obecně se mohou otáčet všechny součásti současně. Pro tento případ platí obecná rovnice planetového soukolí [21]:

$$n_p \cdot z_p + n_k \cdot z_k = \frac{n_u}{z_p + z_k}, \quad (1)$$

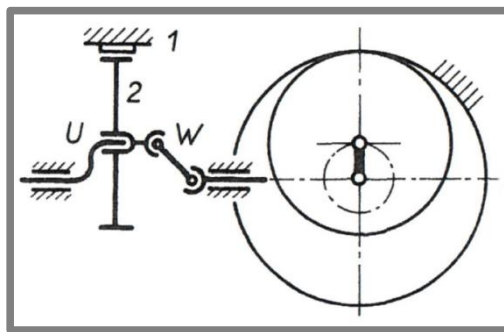
kde:

- $n_k \text{ min}^{-1}$  jsou otáčky korunového kola K,
- $n_p \text{ min}^{-1}$  - otáčky centrálního kola P,
- $n_u \text{ min}^{-1}$  - otáčky unášeče,
- $z_p$  - počet zubů kola P,
- $z_k$  - počet zubů kola K [21].

V převodovkách s planetovými mechanismy se nejčastěji používají čelní ozubená soukolí s přímými nebo šikmými zuby. Ve zvláštních případech se uplatňují také kuželová nebo šroubová válcová ozubená soukolí. Podle uspořádání se planetové mechanismy dělí na tři základní typy.

### Mechanismus U-S

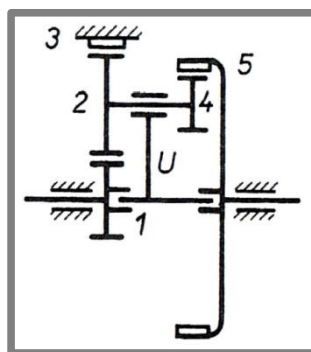
Jedná se o převod s vyvedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídeli je uložen unášec a spojení mezi hnaným hřídelem a satelitem se realizuje přídavným mechanismem W. Schéma tohoto typu převodu je znázorněno na obr. 1-12. Těmito mechanismy lze uskutečnit velké převodové poměry při relativně vysoké účinnosti. Hlavní nevýhodou převodu typu U-S je přídavný mechanismus W, který bývá zdrojem komplikací a závad [23].



Obr. 1-12 Mechanismus U-S [23]

### Mechanismus K-K

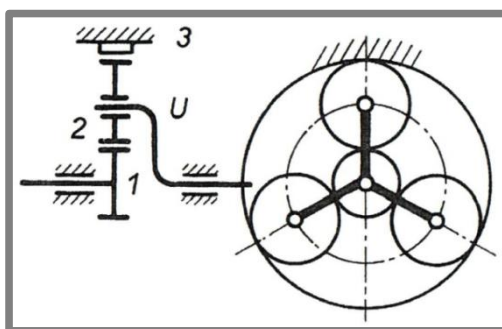
Jak je vidět ze schématu na obr. 1-13, u tohoto mechanismu jsou oba vnější hřídele osazeny korunovými koly, přičemž unášec slouží pouze jako opora satelitů a nepodílí se na přenosu krouticího momentu. Tímto typem převodu je možno dosáhnout velkých převodových poměrů, avšak za cenu nižší účinnosti. Negativem tohoto typu mechanismu je větší prostorová náročnost oproti typu K-U [23].



Obr. 1-13 Mechanismus K-K [23]

### Mechanismus K-U

Vyznačuje se tím, že na jednom z vnějších hřídelů (hnacím nebo hnaném) je uložen unášec, druhý hřídel nese korunové kolo (viz obr. 1-14). Tento typ převodu s vyvedeným pohybem unášeče je používán nejčastěji a je vhodný zejména jako převod silový. Vyznačuje se vysokou mechanickou účinností bez ohledu na to, zda jsou použity jako multiplikátory (hnací je unášec) nebo reduktory (hnací je centrální kolo 1). Planetové převody typu K-U jsou, v případě použití jako reduktor, schopny realizovat vysoké převodové poměry [23].



Obr. 1-14 Mechanismus K-U [23]

### Složené planetové mechanismy

Složené planetové mechanismy jsou tvořeny několika jednoduchými soukolími, případně i jinými převodovými ústrojími. Složené planetové mechanismy se dělí na jednotoké, vícetoké a kombinované. Podrobnosti lze nalézt v literatuře [24].

## 1.3 Ložiska používaná v převodovkách pro domíchávače

Účelem této kapitoly je vytvořit stručný přehled ložisek používaných v převodovkách pro domíchávače. Pozornost bude věnována pouze radiálním valivým ložiskům, která jsou pro tuto aplikaci nejvhodnější. Ostatní typy ložisek, jako kluzná či valivá axiální, se v těchto převodovkách nepoužívají z důvodů relativně nízkých otáček ložisek a převažujícímu radiálnímu zatížení. Důvody



vhodnosti použití valivých radiálních ložisek vyplynou z jejich popisu v následujících kapitolách.

## 1.3.1

### 1.3.1 Charakteristika a rozdělení valivých ložisek

Valivá ložiska jsou konstrukční prvek, který umožňuje vzájemný pohyb součástí ve strojích, přičemž současně přenáší působící síly. Skládají se obvykle ze dvou kroužků, valivých těles a klece. Valivá tělesa se odvalují v oběžných drahách kroužků a klec je rozděluje rovnoměrně po obvodě. V některých případech se mohou valivá tělesa odvalovat přímo na hřídeli nebo v tělese, nebo jsou ložiska dodávána bez klece [25].

Valivá ložiska lze rozdělit podle dvou základních kritérií:

- 1) Podle typu kontaktu valivých elementů s oběžnými dráhami kroužků:
  - a) ložiska s bodovým stykem,
  - b) ložiska s čárovým stykem.
- 2) Podle poměru sil, které mohou ložiska zachycovat:
  - a) radiální ložiska,
  - b) axiální ložiska [25].

Většina radiálních ložisek však může v určité míře zachycovat i axiální síly a některé druhy axiálních ložisek mohou zachycovat radiální síly. U radiálních ložisek se udává únosnost pro síly radiální, zatímco únosnost axiálních ložisek se vztahuje na síly působící v axiálním směru [25]. Základní typy ložisek podle směru sil, které mohou zachycovat, jsou zobrazeny na obr. 1-15.



Obr. 1-15 Základní typy ložisek podle sil, které mohou zachycovat [25]

U radiálního ložiska je spojnice stykových bodů  $AA$  kolmá k ose ložiska  $OO$  (teoreticky  $\alpha = 0^\circ$ ). U radiálních ložisek s kosoúhlým stykem svírá spojnice stykových bodů  $AA$  úhel s osou ložiska  $OO$ . U axiálního ložiska je spojnice stykových bodů  $AA$  rovnoběžná s osou ložiska  $OO$  [25].

Podle tvaru valivých těles se valivá ložiska dělí na:

- kuličková,
- válečková,
- soudečková,
- kuželíková
- jehlová [25].

U kuličkových ložisek nastává teoretický styk v bodě, tzv. bodový styk, a u ložisek válečkových, kuželíkových, soudečkových a jehlových vzniká styk v přímce, tzv. čárový nebo přímkový styk [25].

Hlavními přednostmi valivých ložisek jsou:

- všeobecně malé ztráty třením, zejména u rozběhu,
- nízké riziko zadření a přehřátí,
- nepatrné opotřebení,
- vysoká spolehlivost,
- jednoduchá údržba a snadná vyměnitelnost,
- schopnost pracovat při velkém rozsahu otáček,
- jednoduché mazání (plastickým mazivem) při běžných provozních podmínkách [25].

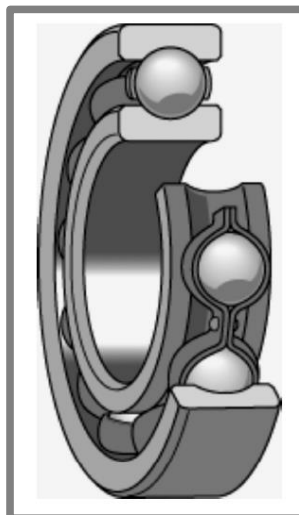
---

### 1.3.2 Kuličková ložiska

#### Kuličková ložiska jednořadá

Jednořadá kuličková ložiska (viz Obr. 1-16) patří k nejrozšířenějším typům valivých ložisek. Mají hluboké drážky v kroužcích, jejichž poloměry se pohybují v rozmezí  $(51,5 \div 53,0) \%$  průměru kuličky.[26] Drážky v kroužcích vedou kuličky radiálně i axiálně. Díky velkému průměru kuliček a velkému přimknutí mají jednořadá kuličková ložiska poměrně velkou dynamickou únosnost, a to v radiálním i axiálním směru. Jsou proto vhodná pro kombinované zatížení. Pro zachycení axiálních sil při vysokých otáčkách s výhodou nahrazují axiální kuličková ložiska, která pro tyto případy nelze použít [25].

Klec bývá nejčastěji ocelová lisovaná, nýtovaná. Menší ložiska se vyrábějí s lisovanou klecí z mosazného plechu, jednostrannou. Pro použití při vyšších otáčkách se používá masivní klec ocelová, mosazná nebo z plastů [25].



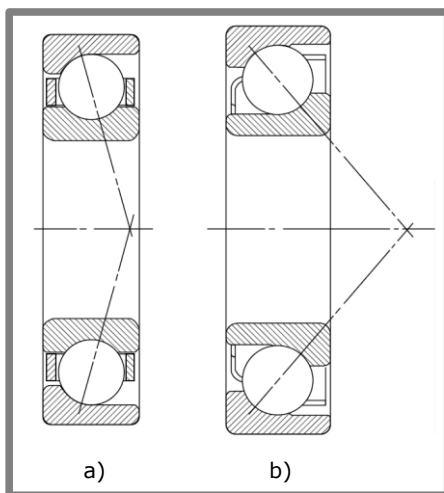
Obr. 1-16 Kuličkové jednořadá ložisko [26]

Jednořadá kuličková ložiska s kulovým povrchem vnějšího kroužku, utěsněním a prodlouženým vnitřním kroužkem se používají pro vyrovnání montážních

nesouosostí, snadnou montáž a údržbu. Vnitřní kroužek se snadno upevní na hřídeli, která může mít hrubší toleranci. Ložiska jsou naplněna plastickým mazivem, dobře utěsněna, případně ještě s plechovými kryty, a nepotřebují další obsluhu v provozu [25].

### Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá

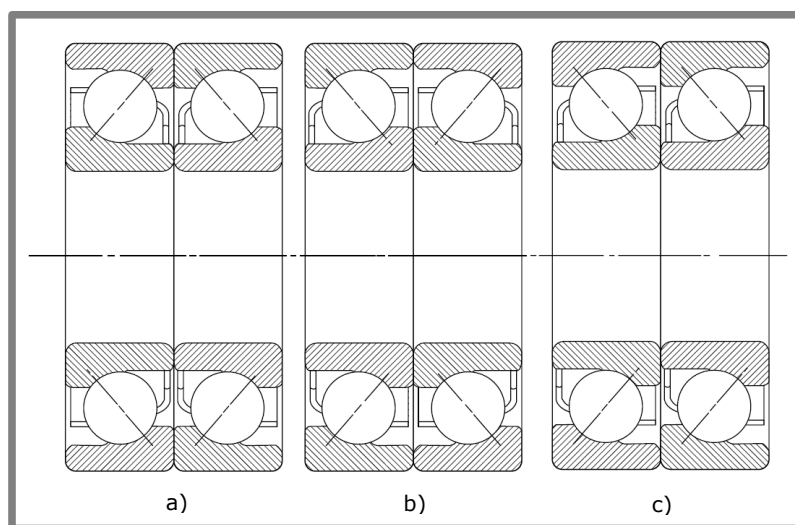
Tato ložiska jsou navržena pro zachycení kombinovaného radiálního a axiálního zatížení. Oběžné dráhy mají takovou polohu, že spojnice styčných bodů kuliček s oběžnými dráhami svírá úhel  $\alpha$  se svislou osou ložisek. Se stoupajícím stykovým úhlem roste axiální únosnost, přičemž radiální únosnost se snižuje pozvolna. Na Obr. 1-17 jsou ukázána ložiska s malým (a) a velkým (b) stykovým úhlem. Hodnota stykového úhlu obvykle nepřekračuje  $40^\circ$  [26]. Ložiska se stykovým úhlem větším než  $26^\circ$  jsou vhodná pro zachycení poměrně velkých axiálních sil při relativně vysokých otáčkách místo axiálních ložisek [25].



Obr. 1-17 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jednořadá [26]

Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mohou zachycovat radiální síly jen za současného působení axiální síly. Z tohoto důvodu se montují vždy ve dvojicích a pokud možno co nejbližše u sebe. Sdružení ložisek do dvojic může být provedeno následujícími způsoby:

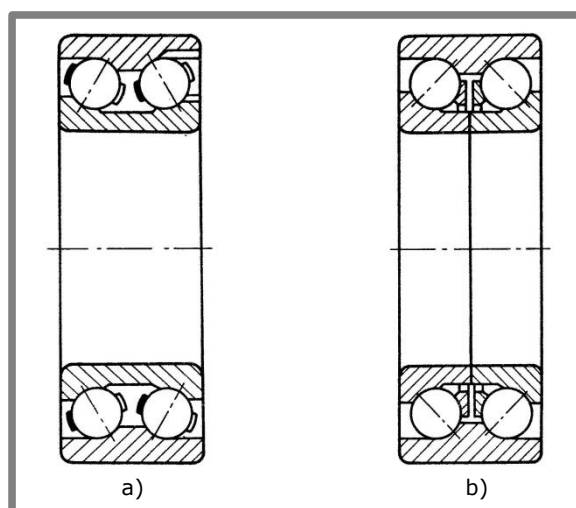
- Sdružení zády k sobě, označované O (viz Obr. 1-18a), má velkou tuhost i proti naklopení a schopnost přenášet axiální síly v obou směrech.
- Sdružení čely k sobě, označované X (viz Obr. 1-18b), má schopnost přenášet obousměrná zatížení.
- Sdružení za sebou, tzv. tandem, označované T (viz Obr. 1-18c), je vhodné pro zachycení velkých axiálních sil v jednom směru [25].



Obr. 1-18 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem sružená do dvojic [26]

### Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem dvouřadá

Ložiska tohoto typu mohou přenášet značné axiální síly v obou směrech nebo kombinované radiální a axiální zatížení. Vnější kroužek může být nedělený (Obr. 1-19a) anebo dělený (Obr. 1-19b). Obecně lze říct, že vlastnosti těchto ložisek jsou velmi podobné jako u jednořadých kuličkových ložisek sružených do dvojic [25], [26].

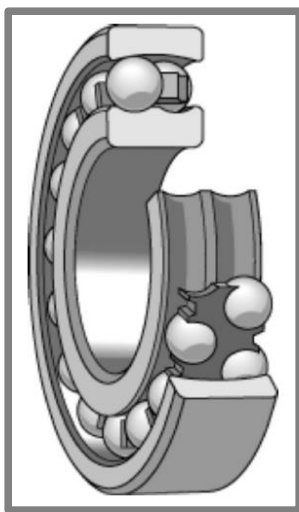


Obr. 1-19 Dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [25]

### Kuličková ložiska dvouřadá naklápěcí

Vnější kroužek těchto ložisek má kulovou oběžnou dráhu a vnitřní kroužek dvě drážky (viz Obr. 1-20). Jsou proto vhodná pro vyrovnávání malých nesouosostí a nepřesností vznikajících při použití v samostatných tělesech. Vhodná jsou také pro aplikace, kde dochází k průhybu hřídele. Dovolené vychýlení kroužků ložiska proti sobě je maximálně  $3^\circ$ . Naklápěcí kuličková ložiska mají menší únosnost než

rozměrově stejná kuličková ložiska jednořadá a nehodí se pro zachycení větších axiálních sil v důsledku nepříznivého styku kuliček s oběžnou dráhou vnějšího kroužku [25].

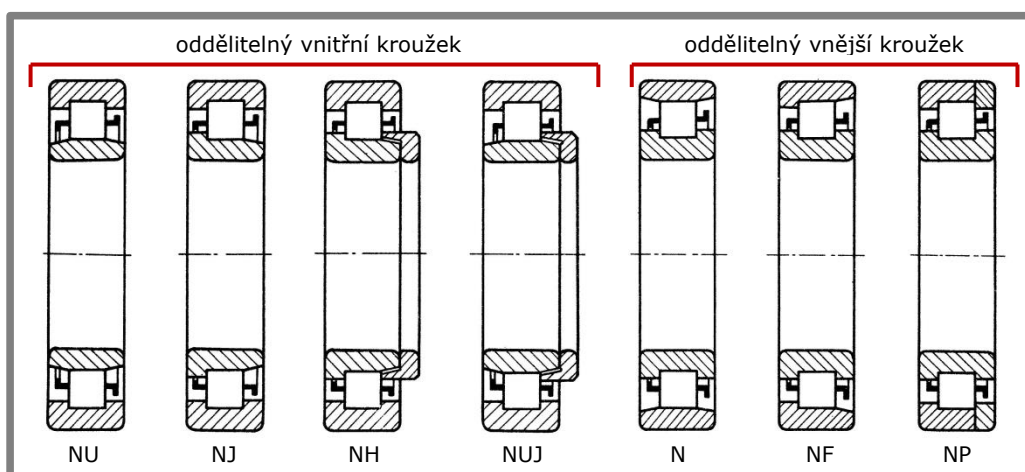


**Obr. 1-20** Dvouřadá naklápěcí kuličkové ložisko [26]

### 1.3.3 Válečková ložiska

1.3.3

Válečková ložiska jsou určena především pro přenos velkého radiálního zatížení při současném působení velmi malé nebo žádné axiální síly. Díky čárovému kontaktu mezi valivými elementy a oběžnými dráhami mají tato ložiska značně vyšší radiální dynamickou únosnost než kuličková ložiska stejných rozměrů. Vedení válečků je provedeno pomocí vodicích nákrůžků na jednom z kroužků. Axiální zatížení se přenáší kluznými plochami, tj. čely válečků a vodicích nákrůžků [25], [26].



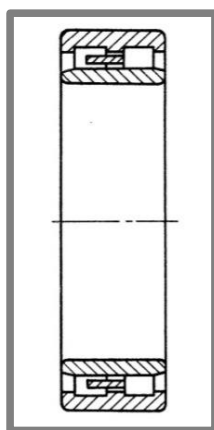
**Obr. 1-21** Různá provedení jednořadých válečkových ložisek [25]

**Jednořadá válečková ložiska** se vyrábějí v několika provedeních podle tvaru kroužků. Základní typy válečkových ložisek jsou zobrazeny na Obr. 1-21. Pro přenos

čistě radiálního zatížení jsou určeny typy NU a N. Typy NJ, NUJ, případně NF lze použít pro zachycení kombinovaného radiálního a axiálního zatížení v jednom směru. Axiální síly v obou směrech mohou přenášet provedení NUP, případně NP [25].

U provedení NU, NJ, NH a NUJ tvoří válečky s klecí a vnějším kroužkem celek, který lze oddělit od vnitřního kroužku. Zbylá provedení umožňují vysunutí vnějšího kroužku. Taková konstrukce je výhodná především tehdy, kdy je nutné montovat kroužky odděleně, např. proto, že z provozních důvodů musí být oba kroužky uloženy pevně [25].

Pro přenos velmi vysokých radiálních zatížení se používají **dvouřadá válečková ložiska**. Ta mají malý průřez, vysokou únosnost a nepatrné pružení, takže uložení je tuhé. Příznivé třecí poměry umožňují použití těchto ložisek při poměrně vysokých otáčkách. Příklad konstrukce dvouřadého válečkového ložiska je uveden na obr. 1-22 [25].



Obr. 1-22 Válečkové ložisko dvouřadá [25]

### 1.3.4 Soudečková ložiska

Soudečková ložiska se v současnosti vyrábějí prakticky pouze jako dvouřadá. Mají tedy dvě řady valivých těles soudkovitého tvaru a společnou kulovou oběžnou dráhu na vnějším kroužku. Díky tomu je vnitřní kroužek s valivými tělesy naklopitelný vůči vnějšímu kroužku okolo středu ložiska bez narušení správné funkce. Ložiska jsou schopna kompenzovat nesouosost, průhyb hřídele i deformace tělesa. Díky čárovému styku soudečků a oběžných drah mají soudečková ložiska velkou únosnost a mohou přenášet velká radiální a současně působící axiální zatížení v obou směrech [25], [27].

Podle tvaru soudečků a podle použité klece rozeznáváme tři základní typy soudečkových ložisek:

- typ EMH,
- typ EJ,
- typ CJ [28].

Ve všech těchto typech ložisek jsou použity symetrické soudečky, což obecně přináší výhodu v podobě snadnějšího vedení valivých elementů a příznivějšího rozložení zatížení uvnitř ložiska. V případě symetrických soudečků odpadá potřeba

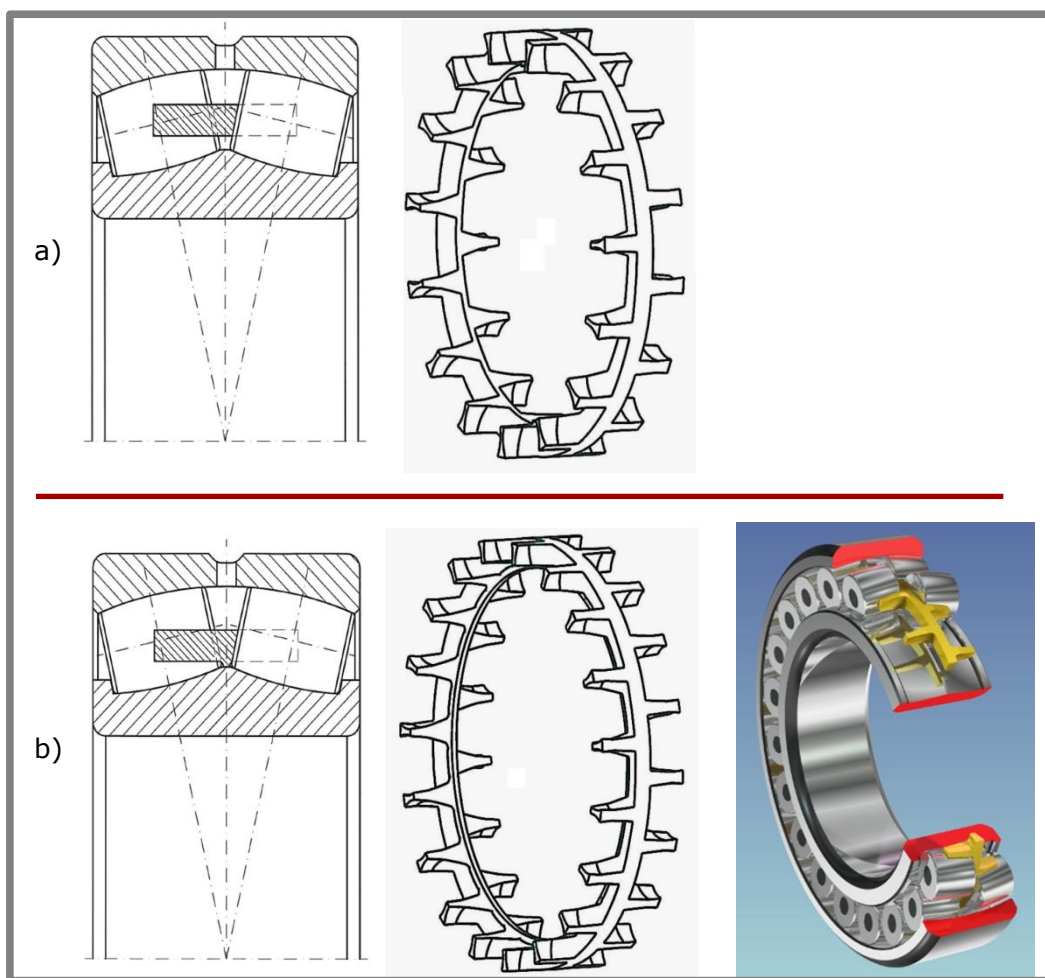


pevného centrálního nákrůžku, který by jinak sloužil pro vedení asymetrických soudečků. Nevýhodou pevného centrálního nákrůžku je zejména koncentrace napětí a vznik tření mezi nákrůžkem a asymetrickými soudečky. Pevný nákrůžek také znemožňuje samovedení soudečků [28], [29].

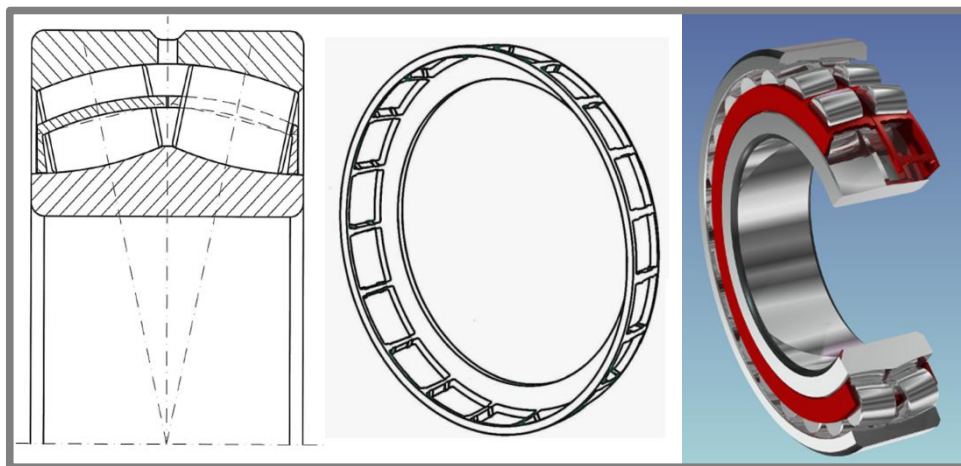
V ložisku **typu EMH** (viz Obr. 1-23) jsou soudečky vedeny pomocí jednoduché masivní hřebenové klece z mosazi. Vnitřní kroužek je na okrajích opatřen nákrůžky, které slouží k ustavení soudečků při montáži nebo údržbě. Nákrůžky nejsou určeny k vedení soudečků nebo přenosu axiálních sil. U ložisek menších průměrů je klec vedena na soudečcích (Obr. 1-23a), u větších průměrů pak na vnitřním kroužku (Obr. 1-23b) [28].

Ložiska **typu EJ** (viz Obr. 1-24) mají dvoudílnou plechovou lisovanou klec, která je vedena na soudečcích. Tato ložiska jsou vyráběna pro menší průměry hřídele, a proto na vnitřním kroužku mezi soudečky není dostatek místa pro vodící kroužek, na kterém by byla klec vedena [28].

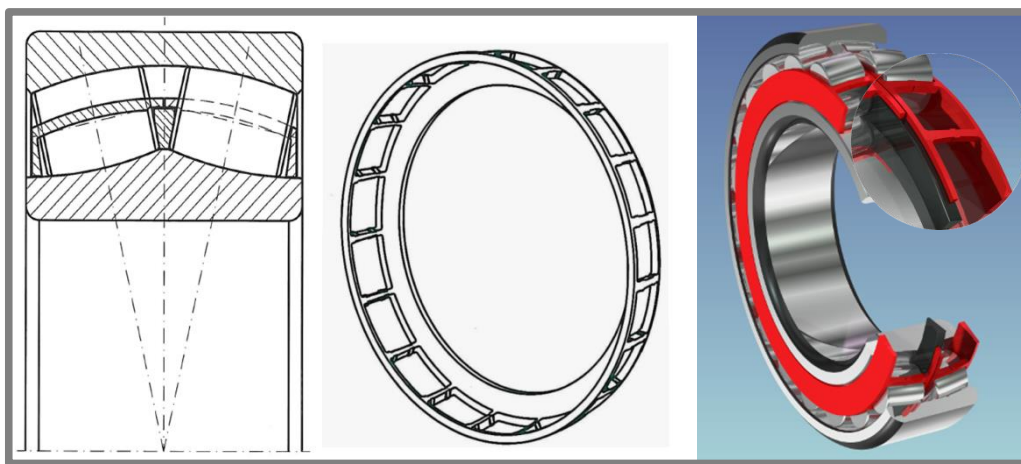
U ložisek **typu CJ** (viz Obr. 1-25) se používá, podobně jako u typu EJ, dvoudílná plechová lisovaná klec, která však není vedena na soudečcích, nýbrž na vodícím kroužku. Ložiska tohoto typu se vyrábějí pro větší průměry hřídele, díky čemuž je na vnitřním kroužku dostatek prostoru pro vodící kroužek [28].



Obr. 1-23 Soudečkové ložisko typu EMH [28]



Obr. 1-24 Soudečkové ložisko typu EJ [28]



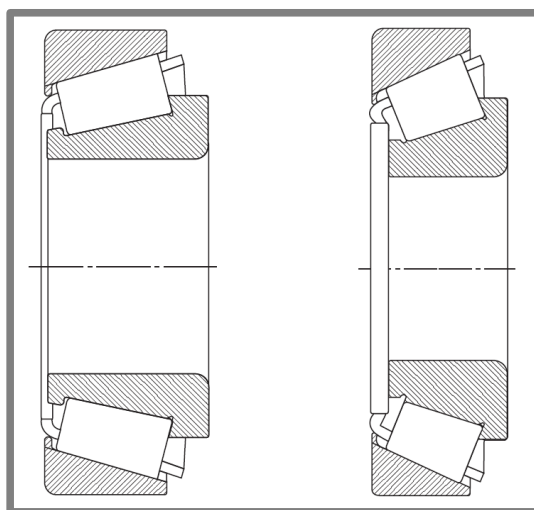
Obr. 1-25 Soudečkové ložisko typu CJ [28]

### 1.3.5 Kuželíková ložiska

**Jednořadá kuželíková ložiska** mají jednu řadu kuželíků, které funkčním čelem dosedají na vodící nákržek vnitřního kroužku (viz Obr. 1-26). Oběžné dráhy mají kuželovitý tvar a u smontovaného ložiska se všechny stykové čáry protínají v jednom bodě na ose ložiska. Vnitřní kroužek s kuželíky a klecí tvoří celek a vnější kroužek je oddělitelný [25].

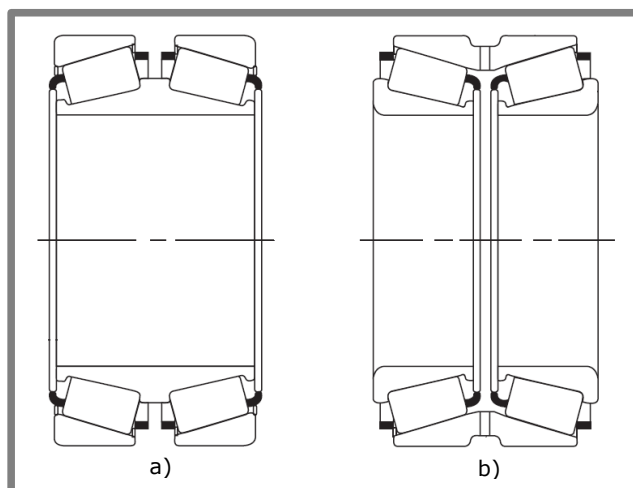
Kuželíková ložiska širokých řad (Obr. 1-26a) mají vysokou dynamickou únosnost a jsou proto vhodná k přenosu kombinovaných zatížení. Ložiska s větším stykovým úhlem (Obr. 1-26b) jsou vhodná k zachycení velkých axiálních sil. Při radiálním zatížení vzniká v ložisku axiální složka síly, která musí být vyrovnána vnější silou, nebo při obvyklé montáži druhým kuželíkovým ložiskem [25].





Obr. 1-26 Kuželíkové ložisko jednořadé [26]

Pro zachycení velkých radiálních a axiálních sil byla vyvinuta **dvouřadá kuželíková ložiska**. Mohou být uspořádána se společným vnějším kroužkem (Obr. 1-27a), nebo se společným vnitřním kroužkem (Obr. 1-27b) [25].

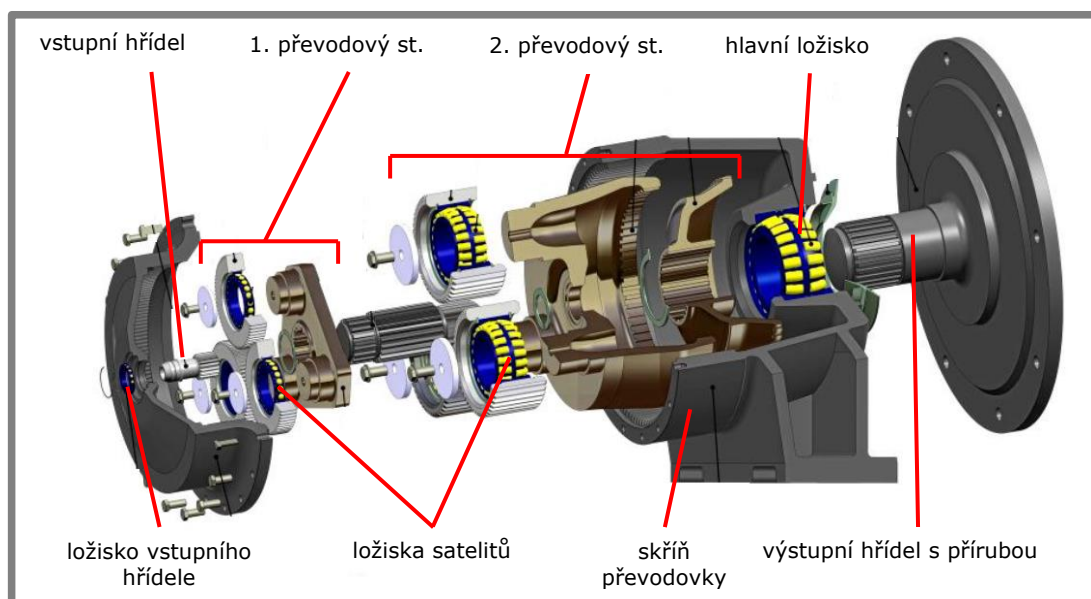


Obr. 1-27 Kuželíková ložiska dvouřadá [26]

## 1.4 Konstrukční uspořádání převodovky domíchávače

1.4

Obecně lze říci, že konstrukce všech v současnosti vyráběných převodovek pro domíchávače vycházejí ze stejné koncepce. Ta je ukázána na Obr. 1-28. Jak je z obrázku patrné, jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku. Konstrukce jednotlivých výrobců se od sebe odlišují hlavně způsobem uložení satelitů a výstupního hřídele. Podrobnější vysvětlení podávají následující kapitoly 1.4.2, 1.4.3 a 1.4.4.



Obr. 1-28 Konstrukční uspořádání převodovky pro domíchávač [13]

#### 1.4.1 Převodový mechanismus

Planetový mechanismus je ze všech mechanismů popsaných v kap. 1.2 pro tuto aplikaci nejvhodnější. A to zejména pro vysoký převodový poměr, kterého je dosahováno při kompaktních rozměrech převodovky, dostatečné přesnosti a rovnoměrnosti chodu, relativně nejnižší komplikovanosti a s tím spojené ceny. Planetové soukolí také splňuje požadavek přenosu velkého zatížení. Použitím harmonického nebo cykloidního mechanismu by bylo možné dosáhnout přesnějšího chodu a menších rozměrů převodovky. To však za prvé není potřeba a za druhé by to přineslo neúměrné zvýšení komplikovanosti a tím i ceny převodovky.

Ze tří základních typů planetových mechanismů, popsaných v kap. 1.2.3, se používá pouze typ K-U. Důvodem je vysoká účinnost a menší prostorová náročnost oproti ostatním typům. Výkon je přiváděn vždy na planetové kolo a odváděn přes unášec. Zastaveným členem mechanismu je korunové kolo. Satelity jsou rozmístěny symetricky po třech na každém převodovém stupni. Planetové kolo prvního převodového stupně je nasazeno na vstupním hřídeli, u dalších převodových stupňů tvoří planeta zároveň i část unášeče, jak je vidět na Obr. 1-28. Planetová kola jsou provedena jako tzv. plovoucí centrální kola. To znamená, že nejsou uložena v ložiskách, ale nesou je symetricky rozmístěné satelity. Unášec na posledním převodovém stupni se skládá ze dvou dílů, a to jednak z důvodu proveditelnosti montáže a jednak pro zajištění naklopitelnosti výstupního hřídele. Ložisko, ve kterém je výstupní hřídel uložen, se nazývá hlavní ložisko a je jednou z klíčových a nejvíce zatížených komponent celé převodovky. Tímto konstrukčním uzlem se podrobněji zabývá kap. 1.4.2 [14], [20].

Převodovky domíchávačů jsou většinou dvoustupňové, v některých případech, zejména pro pohon bubnu většího objemu, třístupňové. Převodový poměr se podle použitého hnacího hydromotoru a podle objemu bubnu pohybuje v rozmezí  $17 \div 161$ . S rostoucím objemem bubnu se zpravidla zvyšuje i převodové číslo [4]–[9],[15]–[17].

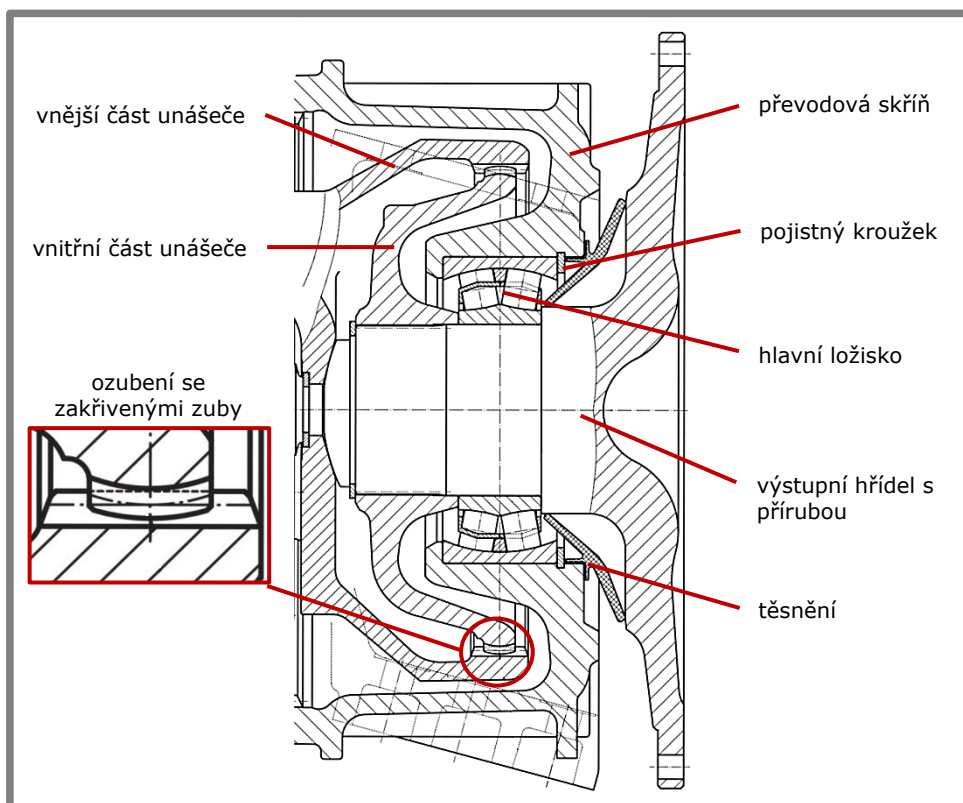
Ve všech v současnosti vyráběných převodovkách pro domíchávače se používají valivá čelní soukolí s přímými evolventními zuby. Dosažení uspokojivě rovnoměrného a tichého chodu i při použití přímého ozubení je umožněno díky již zmíněným plovoucím centrálním kolům. Výhodou tohoto řešení jsou nižší nároky na uložení ozubených kol, neboť není třeba zachytávat žádné axiální síly [14], [20].

Ozubená kola a ložiska jsou mazána olejovou lázní, zpravidla bez filtrace. Jako mazivo se nejčastěji využívají oleje viskozitních tříd ISO VG220 a ISO VG320 [14].

#### 1.4.2 Uložení výstupního hřídele

1.4.2

Uložení výstupního hřídele je klíčovým konstrukčním uzlem celé převodovky. Jsou na ně kladeny vysoké nároky z hlediska zatížení, které musí přenést, a také musí umožňovat naklopení výstupního hřídele. Důvodem jsou tzv. náhodná vyklopení osy bubnu ze jmenovité polohy, zmíněná v kap. 1.1.3. Stejně jako pro celou převodovku i pro tento uzel platí, že jeho konstrukce je společná převodovkám všech výrobců. Jediná odlišnost spočívá v konstrukci hlavního ložiska, blíže popsané v následující kapitole. Provedení uložení výstupního hřídele je demonstrováno na Obr. 1-29.



Obr. 1-29 Uložení výstupního hřídele [17]

Výstupní hřídel je uložen pomocí naklápěcího valivého ložiska usazeného ve stěně převodové skříně. Ustavení ložiska v axiálním směru zajišťuje na jedné straně nákrůžek na skříní převodovky, na straně druhé pak pojistný kroužek. Pojistný kroužek je pro tento účel dostačující, jelikož v tomto směru nepůsobí axiální síly. Hlavní ložisko a celá převodovka je utěsněna pomocí těsnicího kroužku. Výstupní hřídel přechází na konci vystupujícím z převodovky plynule v přírubu, na níž se montuje buben. Na opačném konci hřídele, jenž je opatřen drážkováním, je nasazena

jedna část unášeče posledního převodového stupně. Ta má na vnějším průměru ozubení se zakřivenými zuby, které zapadají do vnitřního ozubení s rovnými zuby na druhé části unášeče. Zakřivené zuby na vnitřní části unášeče umožňují naklápění celého celku tvořeného výstupním hřídelem a vnitřní částí unášeče bez toho, aby byl výrazně ovlivněn chod a silové poměry v planetovém soukolí [14]–[17].

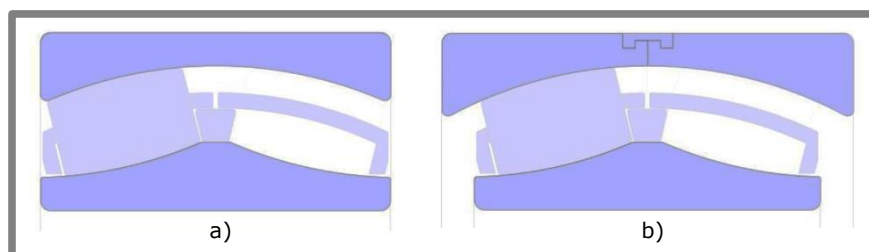
#### 1.4.3 Konstrukce hlavního ložiska

Jak již bylo řečeno, hlavní ložisko je jednou z nejvíce zatížených komponent celé převodovky. Musí být schopno zachytávat značné kombinované radiální a axiální zatížení a zároveň musí umožňovat naklopení standardně v rozsahu  $\pm 6^\circ$ . V současných převodovkách pro domáckávače se používají hlavní ložiska trojího typu:

- dvouřadá soudečková ložiska,
- dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem,
- dvouřadá kuželíková ložiska [1], [14], [30].

Důvodem volby těchto ložisek jsou jejich přednosti popsány v kap. 1.3.

**Soudečková ložiska** se v této aplikaci používají nejčastěji. Hlavní předností těchto ložisek je jejich standardní naklopitelnost, daná kulovou oběžnou dráhou na vnějším kroužku. Za účelem zvýšení naklopitelnosti bývá vnější kroužek oproti standardním soudečkovým ložiskům rozšířen. To je dobře patrné z Obr. 1-30, kde je srovnáno standardní soudečkové ložisko (a) a hlavní soudečkové ložisko (b), a dále z Obr. 1-29, Obr. 1-34 a Obr. 1-35. Kvůli montáži je v některých případech potřeba, aby byl vnější kroužek proveden jako dvoudílný (viz Obr. 1-30) [1], [13], [14].

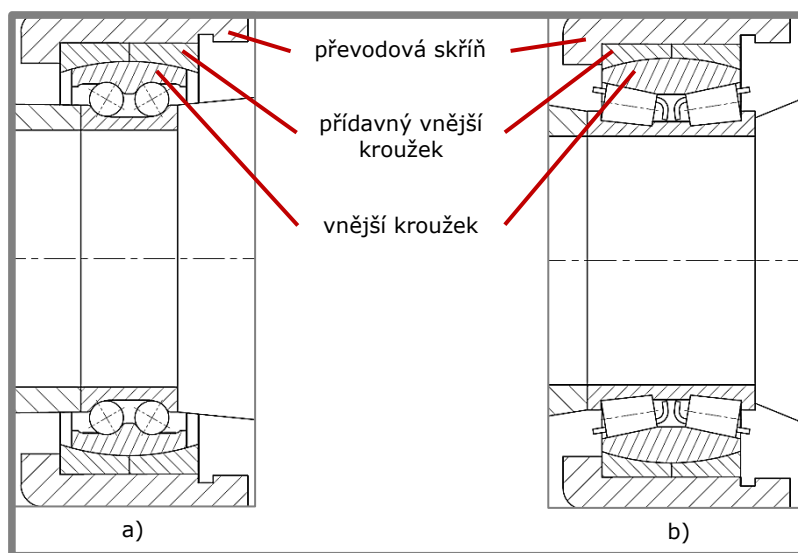


**Obr. 1-30** Soudečkové ložisko a) standardní, b) s rozšířeným vnějším kroužkem [13]

**Hlavní ložiska kuželíková dvouřadá a kuličková s kosoúhlým stykem dvouřadá** se používají ve výrazně menší míře než soudečková ložiska. Jedním z důvodů je jejich komplikovanější konstrukce oproti soudečkovým ložiskům daná faktem, že kuželíková a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem standardně neumožňují naklopení. Aby toto bylo možné, vyrábějí se vnější kroužky těchto ložisek s kulovou plochou na vnější straně, což lze vidět na Obr. 1-31. Celé ložisko se pak uloží do dalšího kroužku s kulovou plochou na vnitřní straně. Ložisko se pak v tomto kroužku může naklápět [1], [30].

Nevýhodou komplikovanější konstrukce kuželíkových hlavních ložisek kompenzuje fakt, že obecně při odvalování kuželíků po oběžných drahách dochází k čistému valení. Díky tomu se ložiska při provozu méně zahřívají, čímž se částečně usnadňuje jejich mazání. Kuželíková hlavní ložiska montuje do svých převodovek především firma Martimex [1], [14], [26], [30].

Výhodnost použití kuličkových hlavních ložisek s kosoúhlým stykem spočívá v jejich nižší ceně dané méně náročnou výrobou oproti soudečkovým ložiskům. Jejich hlavním negativem je bodový kontakt kuličky s oběžnými dráhami, který je nepříznivý z hlediska únosnosti ložiska. Tato ložiska jsou typická pro převodovky firmy Bonfiglioli [1], [14], [15].



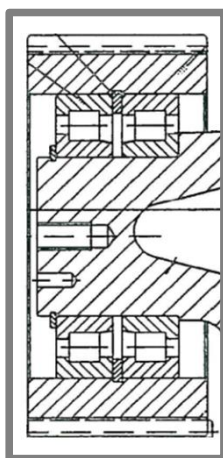
**Obr. 1-31** Hlavní ložisko a) dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem, b) dvouřadé kuželíkové [1]

#### 1.4.4 Uložení vstupního hřídele a satelitů

1.4.4

Uložení vstupního hřídele a ozubených satelitních kol klade na ložiska výrazně nižší nároky, než je tomu v případě hlavního ložiska. Radiální síly, které je potřeba zachytávat, jsou výrazně menší a díky ozubení s přímými zuby a malému sklonu převodovky je při návrhu uložení možno zanedbat axiální síly [14].

Vstupní hřídel je zatížen pouze tíhovou silou od vlastní tíhy, která je velmi malá. Z tohoto důvodu postačují téměř ve všech případech jednořadá kuličková ložiska, což je doloženo obrázky v následující kapitole [14].



**Obr. 1-32** Uložení satelitu dvěma válečkovými ložisky typu NJ [14]

Ložiska ozubených satelitních kol jsou zatížena prakticky pouze radiálními silami vyvozenými ozubeným soukolím. Podle velikosti zatížení se volí buďto kuličková jednořadá ložiska, nebo dvouřadá válečková ložiska, nebo soudečková ložiska, anebo dvojice jednořadých válečkových ložisek typu NJ. Poslední případ je znázorněn na Obr. 1-32. Takovýmto uspořádáním ložisek je zároveň zajištěna axiální poloha ozubeného kola. Toto řešení je výhodnější oproti dvouřadému válečkovému ložisku, jelikož dvojice jednořadých ložisek mají obecně vyšší radiální dynamickou únosnost než dvouřadá ložisko stejných rozměrů [1] [14].

---

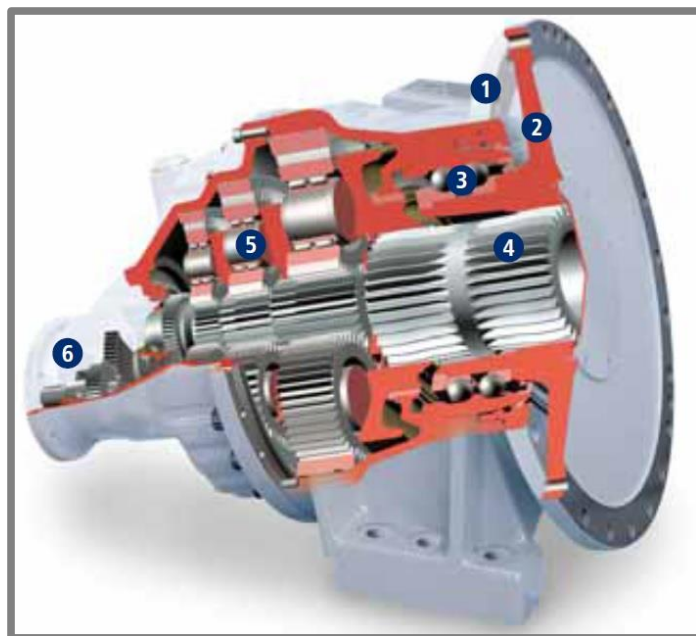
#### 1.4.5 Vybrané konstrukce převodovek pro domíchávače

Cílem této kapitoly je představení několika vybraných převodovek pro domíchávače. Ke každému obrázku je připojen krátký komentář a v Tab. 1-3 jsou uvedeny základní technické parametry každé převodovky.

##### Převodovky Bonfiglioli

Firma Bonfiglioli vyrábí několik řad převodovek pro bubny o objemu (1 až 12) m<sup>3</sup>. Pro účely této kapitoly byla vybrána převodovka řady 580, určená pro bubny o objemu (10 ÷ 12) m<sup>3</sup> [15]. Řez touto převodovkou ukazuje Obr. 1-33.

Jak je vidět, jedná se o třístupňovou převodovku, jejíž konstrukce se shoduje s tím, co zde bylo popsáno výše. Typické je hlavní dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, satelity všech převodových stupňů jsou uloženy pomocí dvouřadých válečkových ložisek, pro vstupní hřídel je pak použito jednořadá kuličkové ložisko.

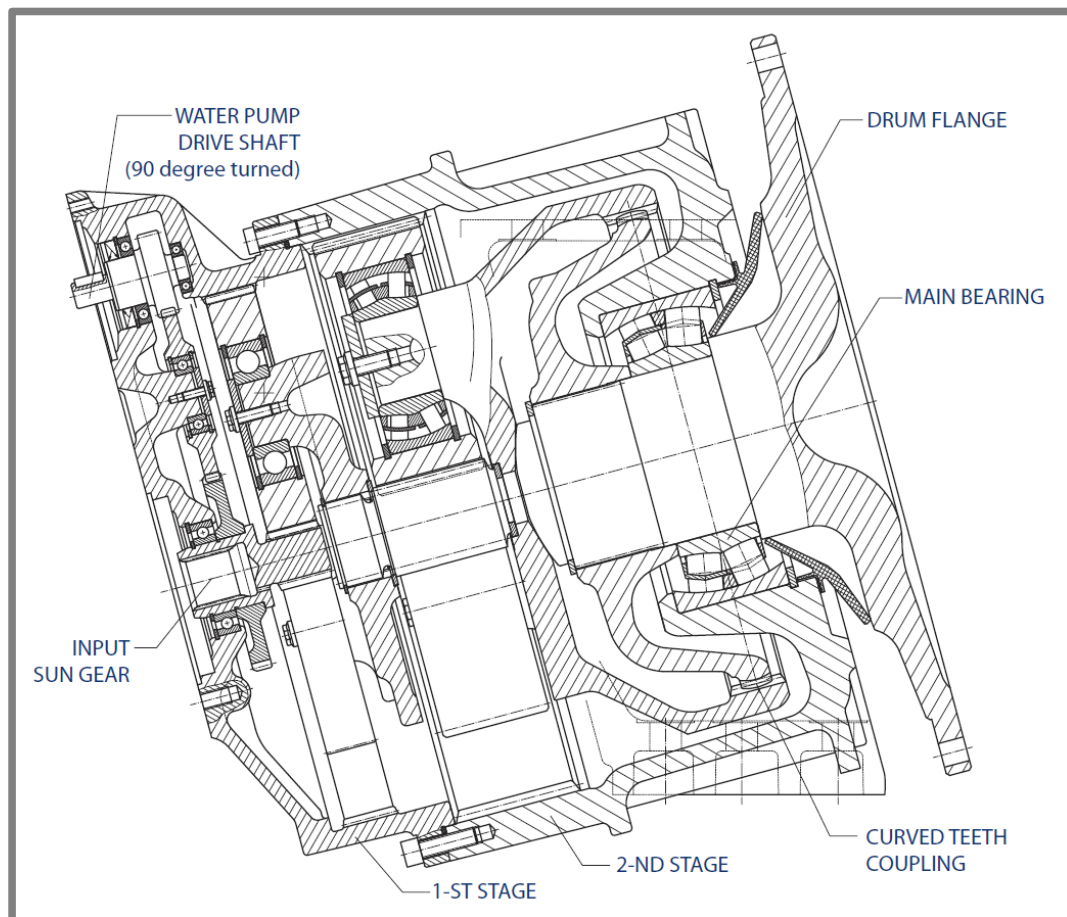


Obr. 1-33 Řez převodovkou Bonfiglioli řady 580 [15]



### Převodovka Sauer Danfoss

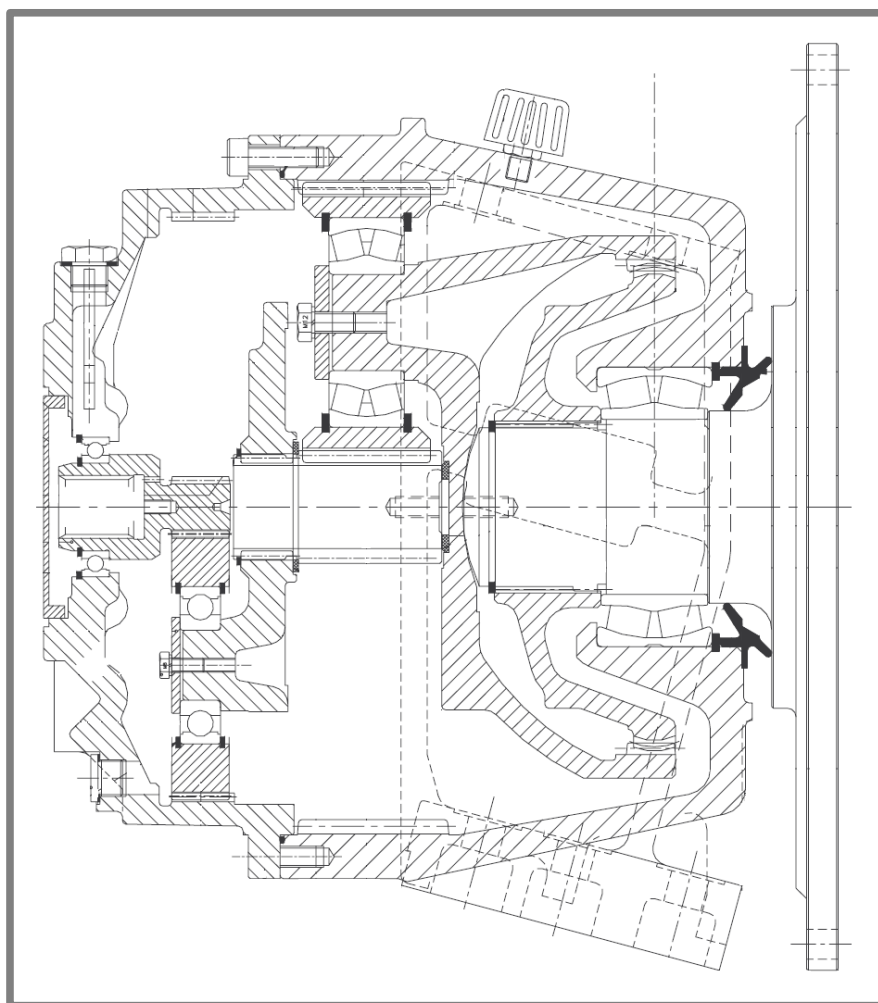
Dalším významným výrobcem tohoto druhu převodovek je firma Sauer Danfoss. Vybraným zástupcem je převodovka TMG 61.2, zobrazená na Obr. 1-34. Převodovka je dvoustupňová, určená pro buben kubatury  $(8 \div 10) \text{ m}^3$ . Vstupní hřídel a satelity prvního převodového stupně jsou neseny jednořadými kuličkovými ložisky. Satelity druhého převodového stupně jsou uloženy v soudečkových ložiskách. Hlavní ložisko je provedeno jako soudečkové s rozšířeným vnějším kroužkem.



Obr. 1-34 Řez převodovkou Sauer Danfoss TMG 61.2 [17]

### Převodovka Premium

Třetím vybraným zástupcem je převodovka Premium TM-51, jejíž řez je vidět na Obr. 1-35. Opět se jedná o dvoustupňovou planetovou převodovku, ve které jsou všechna uložení provedena stejným způsobem, jako u převodovky Sauer Danfoss TMG 61.2.



Obr. 1-35 Řez převodovkou Premium TM-51 [16]

Tab. 1-3 Technické parametry vybraných převodovek [15]-[17]

	Jednotky	Bonfiglioli 580	Sauer Danfoss TMG 61.2	Premium TM-51
Objem bubnu	m <sup>3</sup>	10 – 12	8 – 10	6 – 8
Převodový poměr	–	1:135	1:111,5	1:102
Výstupní otáčky	min <sup>-1</sup>	20	14	20
Max. výstupní moment	Nm	75 000	61 000	50 000
Olejová náplň	l	10	16	12
Hmotnost	kg	320	325	265



## 1.5 Základní možnosti optimalizace

Zjednodušeně lze říci, že podstatou optimalizace je nalezení řešení úlohy, které bude co nejlépe splňovat zadané požadavky. Jinými slovy jde o nalezení takových hodnot proměnných, pro které daná účelová funkce nabývá maximální nebo minimální hodnoty. Obecně je matematický optimalizační model formulován takto [31]:

$$\left. \begin{array}{l} \min f_0(x) \\ f_i(x) \leq b_i, i = 1, \dots, m \\ h_j(x) = 0, j = 1, \dots, p, \end{array} \right\} \quad (2)$$

kde:

$x = (x_1, \dots, x_n)$	-	je vektor optimalizačních proměnných,
$f_0 : R^n \rightarrow R$	-	- účelová funkce,
$f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$	-	- nerovnostní omezující funkce,
$b_1, \dots, b_m$	-	- konstanty určující hranice omezení,
$h_j : R^n \rightarrow R, j = 1, \dots, p$	-	- rovnostní omezující funkce.

Rovnostní omezující funkci není třeba uvádět, jelikož každé rovnostní omezení lze vyjádřit dvěma nerovnostními omezeními [31]. Podle vlastností nerovnostních omezujících funkcí  $f_i$  a množiny  $X$ , na které je problém definován, se optimalizační úlohy dělí na [32]:

- 1) **lineární** – pokud  $X$  je konvexní a zároveň funkce  $f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$  jsou lineární;
- 2) **nelineární** – pokud alespoň jedna z funkcí  $f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$  je nelineární, nebo pokud  $X$  není konvexní mnohostěn. Nelineární úlohy se dále rozdělují na:
  - a) **konvexní** – pokud  $X \cap \{x \mid f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m\}$  je konvexní množina a zároveň  $f_0$  je konvexní funkce;
  - b) **nekonvexní** – pokud  $X \cap \{x \mid f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m\}$  není konvexní množina nebo  $f_0$  není konvexní funkce [32].

Pro účely této práce je uvedené rozdělení postačující. Podrobné vysvětlení optimalizačních algoritmů lze nalézt v literatuře [32]. Pro řešení optimalizační úlohy lze využít např. software Matlab, GAMS, Maple, aj.

---

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

---

### 2.1 Analýza problému

Z rešeršní části vyplývá, že při návrhu uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol se volí zpravidla standardně vyráběná ložiska, jelikož na toto uložení nejsou kladeny žádné speciální nároky (viz kap. 1.4.4). Pozornost výrobců ložisek se v tomto odvětví zaměřuje zejména na hlavní ložisko, které musí splňovat specifické požadavky popsané v kap. 1.1.4, 1.4.2 a 1.4.3.

Dále je potřeba zmínit, že hlavní ložiska se nevyrábějí velkosériově, nýbrž se navrhují přesně podle potřeb konkrétního zákazníka, kterým je v tomto případě výrobce převodovek. To tedy znamená malosériovou výrobu speciálních ložisek pro tyto účely. Díky tomu při vývoji ložiska není nutné zabývat se optimalizací ložiska pro velkosériovou výrobu. Ze zkušeností zadavatelské firmy navíc vyplývá, že zákazníci preferují specializovanější konstrukci ložiska, přinášející zvýšení trvanlivosti, i když to znamená zvýšení jeho ceny.

Dalším aspektem této problematiky je situace na trhu s autodomíchávací. V posledních třech letech zde došlo k výrazné změně nastoupeného trendu, kterým byly domíchávače s velkým objemem bubnu – kategorie (18 až 22) m<sup>3</sup>. V nedávné době byl zaznamenán útlum prodejů této kategorie a zároveň rychlý nárůst zájmu zákazníků o domíchávače malé a střední kubatury, tzn. (6 až 12) m<sup>3</sup> [14]. Tím vznikají nové možnosti pro výrobce převodovek i ložisek, kteří se ve stále větší míře zaměřují na vývoj těchto převodovek a jejich uložení.

---

### 2.2 Cíl práce

Hlavním cílem této práce je návrh geometrie hlavního ložiska pro použití v konkrétní převodovce pro buben o objemu (10 ÷ 12) m<sup>3</sup>. Z konstrukce převodovky vyplývají maximální zástavbové rozměry pro hlavní ložisko:

- vnitřní průměr (průměr výstupního hřídele): 110 mm,
- maximální vnější průměr: 210 mm,
- maximální šířka ložiska: 75 mm.

K dosažení hlavního cíle je nutné splnit také tyto dílčí cíle:

- analýza již existující převodovky pro buben o objemu 6 m<sup>3</sup> a výpočet trvanlivosti použitých ložisek,
- výpočet zatížení ložisek v navrhované převodovce pro 10 m<sup>3</sup>,
- návrh uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol v převodovce pro 10 m<sup>3</sup>.

Výstupem řešení této diplomové práce je, kromě této průvodní zprávy, v kategoriích definovaných pro základní výzkum v souladu s platnou metodikou hodnocení výsledků a vývoje [33]:

- D – článek ve sborníku,
- výkres sestavy hlavního ložiska.

### **2.3 Odůvodnění nutnosti a potřeby řešení**

Tato diplomová práce je součástí společného projektu firmy ZKL a předního evropského výrobce převodovek pro autodomíchávače. V současné době tento výrobce vyvíjí novou třístupňovou převodovku pro buben kubatury  $(10 \div 12) \text{ m}^3$ , pomocí které se snaží zvýšit svůj podíl na trhu v rozvíjejícím se segmentu malých a středních domíchávačů. Záměrem zadavatelské firmy ZKL je vyvinout nové speciální ložisko pro uložení výstupního hřídele ve zmíněné převodovce. Jelikož zadavatelská společnost rovněž usiluje o rozšíření svých obchodních aktivit v tomto segmentu, je pro ni vývoj tohoto nového speciálního ložiska velmi důležitý.

Strany 44 až 81 nezveřejněny v souladu se  
Smlouvou o poskytnutí podkladů pro zadání  
a zpracování diplomové práce.

---

## ZÁVĚR

Primárním cílem této diplomové práce byl návrh geometrie hlavního ložiska pro použití v konkrétní převodovce pro buben o objemu  $(10 \div 12) \text{ m}^3$ . Ke splnění tohoto cíle bylo nutné vyřešit několik dílčích úkolů. V první řadě byla provedena analýza převodovky pro  $6 \text{ m}^6$ . Na jejím základě byl vytvořen výpočtový model v programu Mathcad sloužící k výpočtu zatížení a trvanlivosti ložisek v převodovce pro domíchávač. Tento model byl poté verifikován.

Druhou fází řešení byla analýza silových poměrů v převodovce pro  $10 \text{ m}^3$ , k čemuž byl využit verifikovaný výpočtový model. Na základě vypočteného zatížení a konstrukce převodovky pro  $6 \text{ m}^3$  byla navržena ložiska pro uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol, přičemž požadovaná trvanlivost uložení činila 10 000 h. Vstupní hřídel a satelity prvního převodového stupně jsou nesený jednořadými kuličkovými ložisky 6010, resp. 6209. K uložení satelitů na druhém převodovém stupni byla navržena jednořadá válečková ložiska NJ2210. Satelity třetího převodového stupně jsou uloženy pomocí dvojic jednořadých válečkových ložisek NJ2212. Pomocí výpočtového modelu byla následně stanovena základní a modifikovaná trvanlivost pro všechna navržená ložiska. Vypočtené trvanlivosti byly u všech ložisek vyšší než požadovaných 10 000 h, z čehož plyne, že navržená ložiska jsou z hlediska trvanlivosti vyhovující.

Těžištěm praktické části této práce je návrh geometrie hlavního ložiska určeného pro převodovku pro  $10 \text{ m}^3$ . Ze tří typů hlavních ložisek, která přicházela v úvahu, bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko typu CJ. Vlastní návrh byl pak rozdělen do dvou fází. Nejprve byla za využití optimalizačních metod pro hledání minima funkce vypočtena základní vnitřní geometrie ložiska, přičemž hlavním uvažovaným kritériem byla dynamická radiální únosnost. V druhé fázi bylo optimalizováno přimknutí na obou kroužcích s cílem dosáhnout optimálních hodnot relativní délky kontaktní elipsy. Výsledek této optimalizace byl následně validován analytickým a numerickým výpočtem kontaktního napětí a relativní délky kontaktní elipsy. Vypočtené hodnoty byly již dostatečně okomentovány v diskuzi. Stručně lze říci, že byla prokázána správnost výsledku optimalizace přimknutí a navržené ložisko vyhovuje z hlediska mezního stavu pružnosti. Pomocí výpočtového modelu, vytvořeného v první fázi řešení, byla vypočtena základní a modifikovaná trvanlivost ložiska při použití v převodovce pro  $10 \text{ m}^3$ . Modifikovaná trvanlivost činí 11 535 h, z čehož plyne, že ložisko vyhovuje i z hlediska trvanlivosti v aplikaci, pro kterou bylo navrženo. Ložisku bylo přiřazeno označení **PLC 62-10-13.S** a na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace, z níž mezi výstupy této práce patří pouze výkres sestavy. Závěrem je tedy možné prohlásit, že všechny cíle vytčené v zadání byly splněny.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

---

- [1] ZKL GROUP, a.s. *TZ13865MPO*. Brno, 2013.
- [2] SCHWING STETTER OSTRAVA, s.r.o. *Schwing Stetter* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.schwing.cz/cz/produkty.html>.
- [3] Self-Loading Transit Mixer. MACONS. *Macons* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.macons.co.in/p-self-loading-transit-mixer.php>.
- [4] EUROparts General Catalogue: edition 2012. In: EUROparts [online]. 2012 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://www.europarts.sk/index.php/component/banners/click/1>.
- [5] PMP Industries: PMP gearboxes. *Direct Industry* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/pro-mec/pmb-gearboxes/26751-27693.html>.
- [6] Transit mixer gearboxes. *Hriňovské Strojárne* [online]. 2012 [cit. 2014-12-11]. Dostupné z: <http://www.hs.sk/transit-mixer-gearboxes>.
- [7] Transit Mixer Gear Box series PM. *Tradewill* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://www.tradewill.sk/gearbox.html>.
- [8] Transmission Technology for Transport Mixers. In: *ZF Friedrichshafen AG* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: [http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate\\_2/downloads\\_1/flyer\\_and\\_brochures/offroad\\_driveline\\_technology\\_flyer/baumaschinen/Transport\\_Mixers\\_zf.pdf](http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/offroad_driveline_technology_flyer/baumaschinen/Transport_Mixers_zf.pdf).
- [9] 500 series: Transit mixer drives. In: *Bonfiglioli Riduttori S.P.A.* [online]. [cit. 2014-12-11]. Dostupné z: [http://www.bonfiglioli.com/media/filer\\_public/86/61/866135ab-f42d-4159-a976-a15c94f8091b/tr\\_dat\\_500\\_std\\_eng\\_r00\\_0.pdf](http://www.bonfiglioli.com/media/filer_public/86/61/866135ab-f42d-4159-a976-a15c94f8091b/tr_dat_500_std_eng_r00_0.pdf).
- [10] The P Series Drive Line. HYMIX. *Hymix* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.hymix.com/the-p-series-drive-line>.
- [11] Mixwel Concrete Equipments. INDIAMART. *Indiamart* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.indiamart.com/mixwelconcrete/concrete-equipment.html>.
- [12] Truck Mixer. SCHWING AMERICA INC. *Schwing* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://schwing.com/technology/truck-mixer/>.
- [13] BARILLI, Alberto, Ciprian RADU, Catalin DANAILA a Spiridon CRETU. RKB Optimized Engineering Solution for Concrete Mixer Gearbox. In: *RKB: Bearing Industries* [online]. 2012 [cit. 2014-07-10]. Dostupné z: [http://www.rkbbearings.com/en/publications\\_get\\_public\\_doc.php?id=228](http://www.rkbbearings.com/en/publications_get_public_doc.php?id=228).
- [14] ZKL GROUP, a.s. *TZ13788MPO*. Brno, 2014.
- [15] Drum drive for concrete truck mixers. In: *Opis Engineering k.s.* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: [http://www.opis.cz/mobilni\\_prevodovky/pdf/500\\_gb.pdf](http://www.opis.cz/mobilni_prevodovky/pdf/500_gb.pdf).
- [16] Installation, Operation And Maintenance Manual: For Transit Mixer Drive Model: TM-51. In: *Premium Transmission Ltd.* [online]. [cit. 2015-02-13]. Dostupné z: [http://www.premiumtransmission.com/product\\_pdf/planetary\\_spl\\_gb/transit\\_mixer\\_install.pdf](http://www.premiumtransmission.com/product_pdf/planetary_spl_gb/transit_mixer_install.pdf).
- [17] Series TM Transit Mixer Drive System: Service Manual. In: *Sauer-Danfoss* [online]. 2002 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z:

- <http://thuylucvanxuan.com/userfiles/file/Tai%20lieu%20ky%20thuat/Hop%20gi%20am%20toc%20xe%20bon%20tron.pdf>.
- [18] ZKL GROUP, a.s. *TZ13294MPO*. Brno, 2014.
- [19] DONG, Huimin, Delun WANG a Kwun-Lon TING. Kinematic Effect of the Compliant Cup in Harmonic Drives. *Journal of Mechanical Design*. 2011, vol. 133, issue 5, s. 051004-. DOI: 10.1115/1.4003917. Dostupné z: <http://MechanicalDesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1446742>.
- [20] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III: Převody*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1982.
- [21] KOPÁČEK, Jaroslav. Pohony a převody. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 2000, 211 s. ISBN 80-707-8806-2.
- [22] NÁDVORNÍK, Jan. *Deskripce převodovek typu Cyclo-Drive*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [23] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [24] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005c1998, 90 s. ISBN 80-010-3245-0.
- [25] FRÖHLICH, Jan. *Technika uložení s valivými ložisky*. 2., upravené vyd. Praha: SNTL, 1980, 448 s.
- [26] HARRIS, Tedric A. a Michael N. KOTZALAS. *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, 2006. ISBN 9780849371837.
- [27] ZKL GROUP. 2015. *ZKL Group* [online]. [cit. 2015-05-08]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs>.
- [28] ZKL GROUP, a.s. *TZ13631MPO*. Brno, 2013.
- [29] SKF. 2004. *Why SKF perical roller bearings* [online]. 5456 E. 4 s. Dostupné z: [http://www.brammer.com.pl/DOWNLOAD/5456\\_e.pdf?download=62](http://www.brammer.com.pl/DOWNLOAD/5456_e.pdf?download=62).
- [30] Prevodovky pre domiešavače betónu. 2013. *Martimex, a.s.: Martin* [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: [http://www.martimex.sk/sk/gear\\_ppd\\_sk.htm](http://www.martimex.sk/sk/gear_ppd_sk.htm).
- [31] KOKRDA, L. *Optimalizace v inženýrských úlohách*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 29 s. Vedoucí bakalářské práce RNDr. Pavel Popela, Ph.D.
- [32] KALL, Peter a Stein W WALLACE. 1994. *Stochastic programming: numerical techniques and engineering applications : proceedings of the 2nd GAMM/IFIP-Workshop on "Stochastic Optimization: Numerical Methods and Technical Applications", held at the Federal Armed Forces University Munich, Neubiberg/München, Germany, June 15-17, 1993*. New York: Wiley, xii, 307 p. ISBN 04-719-5158-7.
- [33] Česká republika. Metodika hodnocení výsledků výzkumných organizací a hodnocení výsledků ukončených programů. In: *04944/11-RVV*. Praha, 2011, č. 340. [cit. 2012-06-01]. Dostupné z: <http://www.vyzkum.cz/FrontClanek.aspx?idsekce=608098>.
- [34] ČSN ISO 281 (024607) *A Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost = Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life*. Praha: Český normalizační institut, 2008, 52 s.

- [35] ČSN ISO 4406 (656206) *A Hydraulické kapaliny - Kapaliny - Metoda kódování úrovně znečištění pevnými částicemi = Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [36] ŠPERKA, V. *Vliv podstatných parametrů na velikost radiální vůle a deformačně napěťové stavy v kuličkovém ložisku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.
- [37] ČSN ISO 76 (024610) *A Valivá ložiska - Statická únosnost = Rolling bearings - Static load ratings*. Praha: Český normalizační institut, 2008.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$a$	[mm]	délka hlavní poloosy kontaktní elipsy
$a_{rel}$	[%]	relativní délka kontaktní elipsy
$b$	[mm]	šířka ložiska, délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy
$b_m$	[-]	koeficient
$b_s$	[mm]	pomocná délka
$c$	[mm]	šířka vnějšího kroužku
$C_{0r}$	kN	statická radiální únosnost
$C_r$	kN	dynamická radiální únosnost
$C_u$	kN	mezni únavové zatížení
$D_1$	[mm]	vnější průměr ložiska
$D_2$	[mm]	vnitřní průměr ložiska
$D_{2d}$	[mm]	průměr kružnice procházející body dotyku
$D_3$	[mm]	průměr soudečku
$d_p$	[mm]	průměr planetového kola
$D_{pw}$	[mm]	průměr kružnice procházející středy valivých elementů
$e$	[-]	mezni poměr axiálního k radiálnímu zatížení
$E$	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	síla působící na jeden satelit
$f_c$	[-]	koeficient
$F_p$	[-]	pomocná funkce křivosti
$i$	[-]	počet řad valivých elementů
$J_r$	[-]	integrál distribuce radiálního zatížení
$K$	[-]	součinitel rovnoměrnosti zatížení
$K_1$	[-]	koeficient
$K_2$	[-]	koeficient
$K_3$	[-]	koeficient
$K_{b2}$	[-]	koeficient
$K_c$	[-]	koeficient
$K_Z$	[-]	koeficient
$L_3$	[mm]	délka valivého elementu
$L_{3p}$	[mm]	pomocná délka
$m_a$	[-]	bezrozměrná délka hlavní poloosy kontaktní elipsy
$m_b$	[-]	bezrozměrná délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy
$M_{kl}$	[Nm]	krouticí moment na planetovém kole
$n_k$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky korunového kola
$n_p$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky planetového kola
$n_k$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky unášeče
$P$	[kN]	ekvivalentní zatížení ložiska
$Q$	[kN]	výpočtové zatížení valivého elementu
$Q_{max}$	[kN]	výpočtové zatížení nejvíce zatíženého elementu
$R_2$	[mm]	poloměr zakřivení oběžné dráhy na vnitřním kroužku
$R_3$	[mm]	poloměr zakřivení soudečku
$r_i$	[-]	přimknutí na vnitřním kroužku
$r_o$	[-]	přimknutí na vnějším kroužku
$s$	[-]	počet satelitů
$S_1$	[mm]	průměr kulové plochy na vnějším kroužku

$t_2$	[mm]	tloušťka vnitřního kroužku v nejužším místě
$X_1, X_2$	[-]	koefficienty radiálního dynamického zatížení
$Y_1, Y_2$	[-]	koefficienty axiálního dynamického zatížení
$Z$	[-]	počet valivých elementů
$z_k$	[-]	počet zubů korunového kola
$z_p$	[-]	počet zubů planetového kola
$\alpha$	[°]	stykový úhel
$\alpha'$	[°]	součet stykového úhlu a úhlu vyklopení vnitřního kroužku
$\gamma$	[-]	pomocná veličina
$\mu$	[-]	poissonův poměr
$\sigma$	[MPa]	kontaktní napětí
$\Sigma\rho$	[mm]	suma křivostí

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Základní typy autodomíchávačů [2], [3]	14
Obr. 1-2 Nástavba autodomíchávače [11], [12]	15
Obr. 1-3 Hydraulický pohonný systém bubnu [10]	15
Obr. 1-4 Silové poměry v uložení bubnu v rovině $xz$ [13]	16
Obr. 1-5 Silové poměry v uložení bubnu v rovině $zy$ [13]	16
Obr. 1-6 Celkový sklon bubnu při jízdě do kopce a z kopce [14]	17
Obr. 1-7 Závislost zatížení výstupního ložiska na objemu a sklonu bubnu [14]	18
Obr. 1-8 Schéma harmonické převodovky [19]	20
Obr. 1-9 Základní části cykloidního převodu [22]	21
Obr. 1-10 Schéma cykloidního převodu [22]	22
Obr. 1-11 Schéma planetového mechanismu [24]	22
Obr. 1-12 Mechanismus U-S [23]	23
Obr. 1-13 Mechanismus K-K [23]	24
Obr. 1-14 Mechanismus K-U [23]	24
Obr. 1-15 Základní typy ložisek podle sil, které mohou zachycovat [25]	25
Obr. 1-16 Kuličkové jednořadé ložisko [26]	26
Obr. 1-17 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jednořadé [26]	27
Obr. 1-18 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem sdružená do dvojic [26]	28
Obr. 1-19 Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [25]	28
Obr. 1-20 Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko [26]	29
Obr. 1-21 Různá provedení jednořadých válečkových ložisek [25]	29
Obr. 1-22 Válečkové ložisko dvouřadé [25]	30
Obr. 1-23 Soudečkové ložisko typu EMH [28]	31
Obr. 1-24 Soudečkové ložisko typu EJ [28]	32
Obr. 1-25 Soudečkové ložisko typu CJ [28]	32
Obr. 1-27 Kuželíkové ložisko jednořadé [26]	33
Obr. 1-28 Kuželíková ložiska dvouřadá [26]	33
Obr. 1-29 Konstrukční uspořádání převodovky pro domíchávač [13]	34
Obr. 1-30 Uložení výstupního hřídele [17]	35
Obr. 1-31 Soudečkové ložisko [13]	36
Obr. 1-32 Hlavní ložisko [1]	37
Obr. 1-33 Uložení satelitu dvěma válečkovými ložisky typu NJ [14]	37
Obr. 1-34 Řez převodovkou Bonfiglioli řady 580 [15]	38
Obr. 1-35 Řez převodovkou Sauer Danfoss TMG 61.2 [17]	39
Obr. 1-36 Řez převodovkou Premium TM-51 [16]	40
Obr. 3-1 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu $6 \text{ m}^3$ (Górnisiewicz)	45
Obr. 3-2 Silové poměry v planetovém převodu [20]	47
Obr. 3-3 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu $10 \text{ m}^3$ (Górnisiewicz)	48
Obr. 3-4 Vnitřní geometrie dvouřadého soudečkového ložiska (Górnisiewicz)	51
Obr. 3-5 Schéma algoritmu pro optimalizaci přímknutí	54
Obr. 3-6 Použité prvky konečnoprvkové sítě [36]	56
Obr. 3-7 Globální model ložiska s okrajovými podmínkami	56
Obr. 3-8 Lokální model ložiska s okrajovými podmínkami	57
Obr. 4-1 Náčrt geometrie hlavního ložiska pro odvození vazebných vztahů	61
Obr. 4-2 Aproximace koeficientu $f_c$ polynomem 5. stupně	65
Obr. 4-3 Aproximace bezrozměrné délky hlavní poloosy kontaktní elipsy	75

Obr. 4-4 Aproximace bezrozměrné délky vedlejší poloosy kontaktní elipsy	75
Obr. 4-5 Hlavní ložisko vyklopené do krajní polohy	77
Obr. 5-1 Hodnoty kontaktního napětí pro ložiskovou řadu 241	81

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1-1 Zatěžovací spektrum převodovky pro buben o objemu 12 m <sup>3</sup> [18]	19
Tab. 1-2 Vážený průměr hodnot zatížení a otáček [18]	19
Tab. 1-3 Technické parametry vybraných převodovek [15]-[17]	40
Tab. 3-1 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 6 m <sup>3</sup>	45
Tab. 3-2 Parametry ložisek použitých v převodovce pro kubaturu 6 m <sup>3</sup> [27]	46
Tab. 3-3 Zatěžovací spektrum převodovky pro 6 m <sup>3</sup>	46
Tab. 3-4 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 6 m <sup>3</sup>	46
Tab. 3-5 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 10 m <sup>3</sup>	48
Tab. 3-6 Zatěžovací spektrum převodovky pro 10 m <sup>3</sup>	49
Tab. 3-7 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 10 m <sup>3</sup>	49
Tab. 3-8 Limitní rozměry pro návrh ložisek	49
Tab. 4-1 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek – převodovka pro 6 m <sup>3</sup>	58
Tab. 4-2 Základní a modifikovaná trvanlivost ložisek – převodovka pro 6 m <sup>3</sup>	58
Tab. 4-3 Zatížení navrhovaných uložení v převodovce pro 10 m <sup>3</sup>	59
Tab. 4-4 Parametry navržených ložisek	60
Tab. 4-5 Trvanlivost navržených ložisek	60
Tab. 4-6 Koeficienty polynomu (19)	65
Tab. 4-7 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace z hlediska únosnosti	66
Tab. 4-8 Výsledky optimalizace z hlediska dynamické únosnosti	69
Tab. 4-9 Koeficienty aproximujícího polynomu m <sub>a</sub>	74
Tab. 4-10 Koeficienty aproximujícího polynomu m <sub>b</sub>	74
Tab. 4-11 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace přímknutí	76
Tab. 4-12 Výsledky optimalizace přímknutí	77
Tab. 4-13 Poloměry zakřivení pro navržené konstrukční varianty	78
Tab. 4-14 Výsledky analytického výpočtu kontaktního napětí	78
Tab. 4-15 Výsledky numerického výpočtu kontaktního napětí	79

## SEZNAM PŘÍLOH

---

<b>Příloha 1</b>	Výpočtový model převodovky pro kubaturu 6 m <sup>3</sup> (samostatný dokument)
<b>Příloha 2</b>	Výpočtový model převodovky pro kubaturu 10 m <sup>3</sup> (samostatný dokument)
<b>Příloha 3</b>	Optimalizační algoritmus – optimalizace vnitřní geometrie hlavního ložiska
<b>Příloha 4</b>	Optimalizační algoritmus – optimalizace přimknutí
<b>Příloha 5</b>	Analytický výpočet kontaktního napětí (samostatný dokument)
<b>Příloha 6</b>	Výsledky výpočtu kontaktního napětí pomocí MKP
<b>Příloha 7</b>	Výkres sestavy hlavního ložiska

Přílohy nezveřejněny v souladu se Smlouvou o poskytnutí podkladů pro zadání a zpracování diplomové práce.